# POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica e Nucleare

Tesi di Laurea Magistrale

## Recupero energetico da turbo espansione di gas naturale



Relatore/i

Prof. Marco Badami

**Candidato** Davide Porta

Anno Accademico 2021-2022

Dedicato: A mia mamma. A mio nonno. A Sergio.

## Sommario

La Tesi in oggetto intende illustrare il progetto definitivo per la realizzazione del nuovo impianto di Turboespansione Cogenerativa, oppure tramite pompa di calore elettrica, presso la stazione di Prelievo Riduzione e Misura (IPRM) del gas esistente nel comune di San Carlo Canavese (TO).

La committente Italgas Reti prevede di aumentare l'efficienza complessiva dei siti IPRM, dove il gas è riscaldato e poi fatto espandere in valvola per la distribuzione agli utenti. Attualmente la stazione di riduzione esistente prevede il preriscaldo del gas prima della espansione in valvola attraverso l'utilizzo di acqua calda prodotta dalla centrale termica con caldaie tradizionali. L'azienda di progettazione ingegneristica che ha svolto la relazione di fattibilità preliminare prende il nome di Saipem S.P.A. Il seguente lavoro di tesi mira all'approfondimento del medesimo lavoro, ma dal punto di visto della progettazione definitiva e del confronto energetico ed economico delle due diverse tecnologie impiantistiche di selezione per il preriscaldamento prima della turboespansione.

I layout impiantistici analizzati sono due: il primo prevede l'accoppiamento di un cogeneratore di tipo motore a combustione interna al turboespansore, mentre la seconda vede l'accoppiamento di una pompa di calore elettrica condensata ad aria con il turboespansione.

La nuova installazione di unità di Turboespansione Cogenerativa, o di Turboespansione a Pompa di Calore, parallela all'unità IPRM esistente consentirà di aumentare l'efficienza complessiva del sito con la produzione di energia elettrica, grazie al recupero di energia cinetica e potenziale mediante l'utilizzo del turboespansore.

Il preriscaldo del gas può essere realizzato mediante l'utilizzo di un cogeneratore che produrrà in maniera contestuale energia termica che viene utilizzata nel processo di espansione del gas naturale, ed energia elettrica che viene ceduta alla rete, insieme a quella prodotta dal turboespansore. In alternativa, può essere realizzato mediante l'utilizzo di una pompa di calore elettrica condensata ad aria, la quale utilizzerà una parte dell'energia elettrica prodotta dal turboespansore per la compressione del fluido refrigerante.

L'assetto della nuova unità prevede che il cogeneratore, o la pompa di calore, forniscano l'acqua per il preriscaldo del gas che va al turboespansore, mentre le caldaie tradizionali siano dedicate all'IPRM. È prevista la possibilità di alimentare il circuito acqua calda al turboespansore mediante il circuito acqua calda della Centrale Termica dell'IPRM, nel caso di fuori servizio del cogeneratore o della pompa di calore.

Il risparmio energetico negli usi finali di energia conseguito attraverso questi tipi di interventi, volti all' incremento dell'efficienza energetica, dà inoltre diritto all'acquisizione di certificati bianchi, anche noti come "Titoli di Efficienza Energetica" (TEE), che sono negoziabili ed erogati in funzione del risparmio generato.

La tesi in oggetto mira ad identificare quale sia l'assetto dell'impianto che garantisca la migliore profittabilità economica, considerando anche i cambiamenti avvenuti all'interno del mercato dell'energia e dei combustibili nel breve periodo.

A tal fine sono stati consultati i documenti di tipo accademico, reperibili sul web, del Prof. Marco Badami [1] [2]. Per quel che concerne le specifiche e i dimensionamenti dell'impianto si è fatto riferimento allo studio di fattibilità proposto da Saipem S.P.A. in sete di progettazione definitiva. Mentre per quanto riguarda la determinazione dei valori termodinamici del gas nelle differenti condizioni operative si è fatto uso del programma FluidProp e del software Aspen Plus. Le simulazioni dinamiche sono state implementate in uno script in RStudio per la determinazione dei vettori energetici ed economici.

La tesi è costituita da una prima sezione descrittiva e una seconda di valutazioni tecnico economiche basate su quanto descritto nei capitoli precedenti. La parte descrittiva concerne una prima base teorica

riguardante la turboespansione volta a fornire un inquadramento sull'argomento e successivamente una descrizione sulle caratteristiche attese dell'impianto e delle sue possibili configurazioni. Nella sezione riguardante le valutazioni tecnico economiche verranno delineate le modalità di valutazione e si confronteranno le caratteristiche simulate dell'impianto. Infine, verrà condotta un'analisi di sensitività sui parametri energetici, in particolare il rendimento di espansione della turbina, e sui parametri economici, come il prezzo di vendita dell'energia elettrica e il prezzo di acquisto del gas naturale.

A valle di ciò verranno illustrate le conclusioni dell'analisi.

# Ringraziamenti

Questa Tesi è dedicata a tre persone molto importanti nella mia vita: mia mamma, mio papà e mio nonno. Vi voglio un mondo di bene, sarete sempre nel mio cuore e nella mia testa. Spero di rendervi orgogliosi e felici per il mio cammino professionale e personale. Spero che vi godiate la vostra serenità, ovunque voi siate; spero vivamente possiate sempre sorvegliarmi, proteggermi e consigliarmi anche se non siete più materialmente presenti. Infine, spero che possiate godervi la mia proclamazione di laurea e spero di percepire caldamente la vostra gioia dentro il mio cuore, manifestazione riflessa del vostro amore.

Ringrazio in particolare mia madre, la quale si è sempre fatta carico di portare avanti la famiglia e che ha permesso, a mio fratello e a me, di poter studiare e terminare il proprio percorso accademico nelle migliori condizioni possibili. Ti voglio bene mamma, sei una forza della natura e sono orgoglioso di avere una persona come te nella mia vita.

Ho infine piacere di ringraziare la Società Leardi S.R.L. per l'ospitalità che mi ha concesso durante questi mesi di lavoro, incrementando la mia conoscenza tecnica nell'ambito della progettazione di impianti e servizi Oil & Gas per conto di Committenti pubblici e privati, a seguito del confronto avuto con i colleghi professionisti e dei lavori extracurricolari svolti con l'obiettivo ad ampliare le mie conoscenze culturali e tecniche.

# INDICE

2 INTRODUZIONE 4   3 IMPIANTI PER LA DISTRIBUZIONE DEL GAS NATURALE 6   3.1 RETE ITALIANA DI DISTRIBUZIONE DEL GAS NATURALE 6   3.2 CABINE RE.MI. DI DECOMPRESSIONE METANO 9   3.3 TIPOLOGIE DI IMPIANTI DI REGOLAZIONE FERMABILI E NON FERMABILI	1	NOMENCLATURA	1
3 IMPIANTI PER LA DISTRIBUZIONE DEL GAS NATURALE 6   3.1 RETE ITALIANA DI DISTRIBUZIONE DEL GAS NATURALE 6   3.2 CABINE REAMI. DI DECOMPRESSIONE METANO 9   3.3 TIPLOCICE DI IMPIANTI DI REGOLAZIONE FERMABILI E NON FERMABILI 9   3.4 LA TURBO ESPANSIONE DEL METANO 17   3.5 SCELTA DELLE MACCIINE PER L'ESPANSIONE DEL GAS 21   3.5.1 Monostudio (Be < 5)	2		4
3.1 RETE ITALIANA DI DISTRIBUZIONE DEL GAS NATURALE 6   3.2 CABINE RE. ML. DI DECOMPRESSIONE METANO 9   3.3 TIPOLOGRE DI HIMPINTI DI REGOLZZIONE FERMABILI E NON FERMABILI 15   3.4 LA TURBO ESPANSIONE DEL METANO 17   3.5 SCELTA DELLE MACCHINE FER L'ESPANSIONE DEL GAS 24   3.5.1 Monostadia (Be < 5)	3	IMPIANTI PER LA DISTRIBUZIONE DEL GAS NATURALE	6
3.2 CABINE RE.MIL DI DECOMPRESSIONE METANO 9   3.3 THOLOGIE DI IMPIANTI DI REGOLAZIONE FERMABILI E NON FERMABILI 15   3.4 LA TURBO ESPANSIONE DEL METANO 17   3.5 SCELTA DELLE MACCHINE PER L'ESPANSIONE DEL GAS 21   3.5.1 Monostadio (Be < 5)		3.1 RETE ITALIANA DI DISTRIBUZIONE DEL GAS NATURALE	6
3.3 TIPOLOGIE DI IMPIANTI DI REGOLAZIONE FERNABILI		3.2 CABINE RE.MI. DI DECOMPRESSIONE METANO	9
3.4 LA TURBO ESPANSIONE DEL METANO 17   3.5 SCELTA DELLE MACCHINE PER L'ESPANSIONE DEL GAS 21   3.5.1 Monostadio (Be < 5)		3.3 TIPOLOGIE DI IMPIANTI DI REGOLAZIONE FERMABILI E NON FERMABILI	15
3.5 SCELTA DELLE MACCHINE PER L'ESPANSIONE DEL GAS		3.4 LA TURBO ESPANSIONE DEL METANO	17
3.5.1 Monostadio ( $\beta e \le 5$ ) 224   3.5.2 Bistadio ( $\beta e > 5$ ) 225   3.6 CLASSIFICAZIONE DELLE STAZIONI DI RIDUZIONE DELLA PRESSIONE 227   4 CASO STUDIO – SAN CARLO CANAVESE (TO) 28   4.1 DESCRIZIONE DELL'IMPLANTO 28   4.2 DATI DELL'IMPLANTO ATTUALE 30   4.2.1 Dati del gas naturale 31   4.2.2 Dati del gas naturale 32   4.2.4 Pressioni di esercizio dell'impianto 48   4.3 CONFIGURAZIONI DI IMPLANTO EX-POST 51   4.3.1 Turboespansore con cogeneratore 52   4.3.2 Turboespansore con cogeneratore 52   4.3.2 Turboespansore con cogeneratore 55   4.4.1 CARATTERISTICHE DI FUNZIONAMENTO DEL TURBOESPANSORE 55   4.4.3 Comparature del gas 61   4.4.4 Potenza elettrica netta prodotta 69   4.4.5 Potenza ernica di preriscaldamento 69   5.6 CASO A: TURBOESPANSORE CON POMPA DI CALORE 74   5.7 RASO A: TURBOESPANSORE CON POMPA DI CALORE 74   5.8 <td></td> <td>3.5 SCELTA DELLE MACCHINE PER L'ESPANSIONE DEL GAS</td> <td>21</td>		3.5 SCELTA DELLE MACCHINE PER L'ESPANSIONE DEL GAS	21
3.5.2 Bistadio ( $\beta e > 5$ ) 25   3.6 CLASSIFICAZIONE DELLE STAZIONI DI RIDUZIONE DELLA PRESSIONE 27   4 CASO STUDIO - SAN CARLO CANAVESE (TO) 28   4.1 DESCRIZIONE DELL'IMPIANTO 28   4.1 DESCRIZIONE DELL'IMPIANTO 28   4.2 Dati ambientali 30   4.2.1 Dati ambientali 30   4.2.2 Dati da gas naturale 31   4.3.3 Portate di gas transitanti nell'impianto 42   4.2.4 Pressioni di esercizio dell'impianto 42   4.3.1 Turboespansore con cogeneratore 51   4.3.2 Turboespansore con pompa di calore elettrica 54   4.4 CARATTERISTICHE DI FUNZIONAMENTO DEL TURBOESPANSORE 55   4.4.1 Rendimento isoentropico di espansione ( $\eta is, DP = 72\%$ ) 55   4.4.3 Temperature del gas 61   4.4.4 Potenza elettrica netta prodotta 69   4.4.5 Potenza elettrica netta prodotta 69   5.5 RASONE CON POMPA DI CALORE 74   5.4 Colecta ermica di preriscaldamento 79   5.4		3.5.1 Monostadio (βe ≤ 5)	24
3.6 CLASSIFICAZIONE DELLE STAZIONI DI RIDUZIONE DELLA PRESSIONE 27   4 CASO STUDIO - SAN CARLO CANAVESE (TO) 28   4.1 DESCRIZIONE DELL'IMPIANTO ATTUALE 30   4.2.1 Dati ambientali 30   4.2.2 Dati ambientali 30   4.2.3 Portate di gas transitanti nell'impianto 32   4.2.4 Pressioni di esercizio dell'impianto 32   4.3.1 Turboespansore con cogeneratore 52   4.3.2 Turboespansore con pompa di calore elettrica 54   4.3.1 Turboespansore con pompa di calore elettrica 54   4.4 CARATTERISTICHE DI FUNZIONAMENTO DEL TURBOESPANSORE 55   4.4.1 Rendimento isoentropico di espansione (nis, DP = 72%) 55   4.4.3 Temperature del gas 61   4.4.4 Potenza ettrica anetta prodotta 65   4.4.5 Potenza ettrica netta prodotta 65   5.4 Potenza ettrica netta prodotta 79   5.4 Colepticiente DI PERFORMANCE - COP 75   5.3 ENERGIA ELETTRICA NETTA PRODOTTA 79   5.4 Colepticiente DI PERFORMANCE - COP		3.5.2 Bistadio ( $\beta e > 5$ )	25
4 CASO STUDIO - SAN CARLO CANAVESE (TO) 28   4.1 DESCRIZIONE DELL'IMPIANTO 28   4.2 DATI DELL'IMPIANTO ATTUALE 30   4.2.1 Dati ambientali 30   4.2.2 Dati del gas naturale 31   4.2.3 Portate di gas transitanti nell'impianto 32   4.2.4 Pressioni di esercizio dell'impianto 32   4.2.4 Pressioni di esercizio dell'impianto 48   4.3 CONFIGURAZIONI DI IMPIANTO EX-POST 51   4.3.1 Turboespansore con cogeneratore 52   4.3.2 Turboespansore con pompa di calore elettrica 54   4.4 CARATTERISTICHE DI FUNZIONAMENTO DEL TURBOESPANSORE 55   4.4.1 Rendimento isoentropico di espansione (njis, DP = 72%) 55   4.4.4 Potenza elettrica netta prodotta 69   4.4.5 Potenza termica di preriscaldamento 69   5.1 LAYOUT DELL'IMPIANTO 74   5.2 COSO A: TURBOESPANSORE CON POMPA DI CALORE 74   5.4 LASOUTDELL'IMPIANTO 74   5.2 CASO A: TURBOESPANSORE CON COGENERATORE 84		3.6 CLASSIFICAZIONE DELLE STAZIONI DI RIDUZIONE DELLA PRESSIONE	27
4.1 DESCRIZIONE DELL'IMPIANTO 28   4.2 DATI DELL'IMPIANTO ATTUALE 30   4.2.1 Dati da mbientali 30   4.2.1 Dati da mbientali 30   4.2.1 Dati da mbientali 30   4.2.2 Dati de gas naturale 31   4.2.3 Portate di gas transitanti nell'impianto 32   4.2.4 Pressioni di esercizio dell'impianto 43   4.3 CONFIGURAZIONI DI IMPIANTO EX-POST 51   4.3.1 Turboespansore con ogeneratore 52   4.3.2 Turboespansore con ogeneratore 55   4.4.1 CARATTERISTICHE DI FUNZIONAMENTO DEL TURBOESPANSORE 55   4.4.2 Logica di funzionamento del turboespansore 59   4.4.3 Temperature del gas 61   4.4.4 Potenza elettrica netta prodotta 65   4.5 Potenza termica di preriscaldamento 74   5.1 LAYOUT DELL'IMPIANTO 74   5.2 COEFFICIENTE DI PERFORMANCE - COP 75   5.3 ENERGIA TERNICA DI PRENISCALDAMENTO 81   6 CASO B: TURBOESPANSORE CON POOMPA DI CALORE <td>4</td> <td>CASO STUDIO – SAN CARLO CANAVESE (TO)</td> <td>28</td>	4	CASO STUDIO – SAN CARLO CANAVESE (TO)	28
4.2 DATIDELL'IMPIANTO ATTUALE		4.1 DESCRIZIONE DELL'IMPIANTO	28
4.2.1 Dati del gas naturale 30   4.2.2 Dati del gas transitanti nell'impianto 32   4.2.4 Pressioni di esercizio dell'impianto 32   4.2.4 Pressioni di esercizio dell'impianto 32   4.3.1 Turboespansore con cogeneratore 51   4.3.1 Turboespansore con pompa di calore elettrica 54   4.4 CARATTERISTICHE DI FUNZIONAMENTO DEL TURBOESPANSORE 55   4.4.1 Rendimento isoentropico di espansione (nj is, DP = 72%) 55   4.4.2 Logica di funzionamento del turboespansore 59   4.4.3 Potenza elettrica netta prodotta 65   4.4.4 Potenza elettrica netta prodotta 65   4.4.5 Potenza termica di preriscaldamento 69   5 CASO A: TURBOESPANSORE CON POMPA DI CALORE 74   5.1 LAVOUT DELL'IMPIANTO 74   5.2 COEFFICIENTE DI PERFORMANCE - COP 75   5.3 ENERGIA ELETTRICA NETTA PRODOTTA 79   5.4 ENERGIA ELETTRICA NETTA PRODOTTA 81   5.5 RLASSUNTO VETTORI ENERGETICI (nj s, DP = 72%) 82   6 CASO B: TURBOESPANSORE CO		4.2 DATI DELL'IMPIANTO ATTUALE	30
4.2.2 Dati del gas naturale 31   4.2.3 Portate di gas transitanti nell'impianto 32   4.2.4 Pressioni di esercizio dell'impianto 48   4.3 CONFIGURAZIONI DI IMPIANTO EX-POST 51   4.3.1 Turboespansore con generatore 52   4.3.2 Turboespansore con pompa di calore elettrica 52   4.3.1 Rendimento isoentropico di espansione (ŋis, DP = 72%) 55   4.4 CARATTERISTICHE DI FUNZIONAMENTO DEL TURBOESPANSORE 59   4.4.1 Rendimento isoentropico di espansione (ŋis, DP = 72%) 55   4.4.2 Logica di funzionamento del turboespansore 59   4.4.3 Temperature del gas 61   4.4.4 Potenza termica di preriscaldamento 69   5 Acso A: TURBOESPANSORE CON POMPA DI CALORE 74   5.1 LAYOUT DELL'IMPIANTO 74   5.2 Coefficiente di Performance – COP 75   5.3 ENERGIA ELETTRICA NETTA PRODOTTA 79   5.4 ENERGIA TERMICA DI PRERISCALDAMENTO 84   6.1 LAYOUT DELL'IMPIANTO 84   6.2 LOGICA DI FUNZIONAMENTO CHP – CALDAIE		4.2.1 Dati ambientali	30
4.2.3 Portate di gas transitanti nell'impianto		4.2.2 Dati del gas naturale	31
4.2.4 Pressioni di esercizio dell'impianto 48   4.3 CONFIGURAZIONI DI IMPIANTO EX-POST 51   4.3.1 Turboespansore con cogeneratore 52   4.3.2 Turboespansore con pompa di calore elettrica 54   4.4 CARATTERISTICHE DI FUNZIONAMENTO DEL TURBOESPANSORE 55   4.4.1 Rendimento isoentropico di espansione (ŋis, DP = 72%) 55   4.4.2 Logica di funzionamento del turboespansore 59   4.4.3 Temperature del gas 61   4.4.4 Potenza elettrica neita prodotta 65   4.4.5 Potenza elettrica neita prodotta 65   5 CASO A: TURBOESPANSORE CON POMPA DI CALORE 74   5.1 LAYOUT DELL'IMPIANTO 74   5.2 COEFFICIENTE DI PERFORMANCE - COP 75   5.3 ENERGIA ELETTRICA NETTA PRODOTTA 79   5.4 ENERGIA TERMICA DI PRERISCALDAMENTO 81   5.5 RIASSUNTO VETTORI ENERGETICI (ŋis, DP = 72%) 82   6 CASO B: TURBOESPANSORE CON COGENERATORE 84   6.1 LAYOUT DELL'IMPIANTO 84   6.2 LOGICA DI FUNZIONAMENTO CHP - CALDATE		4.2.3 Portate di gas transitanti nell'impianto	32
4.3 CONFIGURAZIONI DI IMPIANTO EX-POST		4.2.4 Pressioni di esercizio dell'impianto	48
4.3.1 Turboespansore con cogeneratore 52   4.3.2 Turboespansore con pompa di calore elettrica 54   4.4 CARATTERISTICHE DI FUNZIONAMENTO DEL TURBOESPANSORE 55   4.4.1 Rendimento isoentropico di espansione (ŋis, DP = 72%) 55   4.4.2 Logica di funzionamento del turboespansore 59   4.4.3 Temperature del gas 61   4.4.4 Potenza elettrica netta prodotta 65   4.4.5 Potenza termica di preriscaldamento 69   5 CASO A: TURBOESPANSORE CON POMPA DI CALORE 74   5.1 LAYOUT DELL'IMPIANTO 74   5.2 COEFFICIENTE DI PERFORMANCE - COP 75   5.3 ENERGIA ELETTRICA NETTA PRODOTTA 79   5.4 ENERGIA ELETTRICA NETTA PRODOTTA 81   5.5 RIASSUNTO VETTORI ENERGETICI (ŋis, DP = 72%) 82   6 CASO B: TURBOESPANSORE CON COGENERATORE 84   6.1 LAYOUT DELL'IMPIANTO 84   6.1 LAYOUT DELL'IMPIANTO 84   6.2 LOGICA DI FUNZIONAMENTO CHE P- CALDAIE 84   6.3 ENERGIA TERTRICA DI PRERISCALDAMENTO 94		4.3 CONFIGURAZIONI DI IMPIANTO EX-POST	51
4.3.2 Turboespansore con pompa di calore elettrica		4.3.1 Turboespansore con cogeneratore	52
4.4 CARATTERISTICHE DI FUNZIONAMENTO DEL TURBOESPANSORE 55   4.4.1 Rendimento isoentropico di espansione (ηis, DP = 72%) 55   4.4.2 Logica di funzionamento del turboespansore 59   4.4.3 Temperature del gas 61   4.4.4 Potenza elettrica netta prodotta 65   4.4.5 Potenza elettrica netta prodotta 69   5 CASO A: TURBOESPANSORE CON POMPA DI CALORE 74   5.1 LAYOUT DELL'IMPIANTO 74   5.2 COEFFICIENTE DI PERFORMANCE – COP 75   5.3 ENERGIA ELETTRICA NETTA PRODOTTA 79   5.4 ENERGIA TERMICA DI PRERISCALDAMENTO 81   5.5 RIASSUNTO VETTORI ENERGETICI (ηis, DP = 72%) 82   6 CASO B: TURBOESPANSORE CON COGENERATORE 84   6.1 LAYOUT DELL'IMPIANTO 84   6.2 LOGICA DI FUNZIONAMENTO CHP – CALDAIE 88   6.3 ENERGIA ELETTRICA NETTA PRODOTTA 91   6.4 ENERGIA TERMICA DI PRERISCALDAMENTO 94   6.5 RIASSUNTO VETTORI ENERGETICI (ηis, DP = 72%) 98   7 ANALISI ECONOMICA 101 1		4.3.2 Turboespansore con pompa di calore elettrica	54
4.4.1 Rendamento issoentropico di espansione (η15, DP = 72%)		4.4 CARATTERISTICHE DI FUNZIONAMENTO DEL TURBOESPANSORE	55
4.4.2 Logica di funzionamento del turboespansore 59   4.4.3 Temperature del gas 61   4.4.4 Potenza elettrica netta prodotta 65   4.4.5 Potenza termica di preriscaldamento 69   5 CASO A: TURBOESPANSORE CON POMPA DI CALORE 74   5.1 LAYOUT DELL'IMPIANTO 74   5.2 COEFFICIENTE DI PERFORMANCE – COP 75   5.3 ENERGIA ELETTRICA NETTA PRODOTTA 79   5.4 ENERGIA TERMICA DI PRERISCALDAMENTO 81   5.5 RIASSUNTO VETTORI ENERGETICI ( <i>ŋis, DP</i> = 72%) 82   6 CASO B: TURBOESPANSORE CON COGENERATORE 84   6.1 LAYOUT DELL'IMPIANTO 84   6.2 LOGICA DI FUNZIONAMENTO CHP – CALDAIE 88   6.3 ENERGIA ELETTRICA NETTA PRODOTTA 91   6.4 ENERGIA ELETTRICA NETTA PRODOTTA 91   6.4 ENERGIA TERMICA DI PRERISCALDAMENTO 94   6.5 RIASSUNTO VETTORI ENERGETICI ( <i>ŋis, DP</i> = 72%) 98   7 ANALISI ECONOMICA 101   7.1.1.1 CAPEX: Costi Capitali 102   7.1.1.2.1 <td< td=""><td></td><td>4.4.1 Rendimento isoentropico di espansione (<math>\eta</math>is, DP = 72%)</td><td>55</td></td<>		4.4.1 Rendimento isoentropico di espansione ( $\eta$ is, DP = 72%)	55
4.4.3 Temperature dei gas		4.4.2 Logica di funzionamento del turboespansore	59
4.4.4 Potenza termica di prodotta 65   4.4.5 Potenza termica di preriscaldamento 69   5 CASO A: TURBOESPANSORE CON POMPA DI CALORE 74   5.1 LAYOUT DELL'IMPIANTO 74   5.2 COEFFICIENTE DI PERFORMANCE – COP 75   5.3 ENERGIA ELETTRICA NETTA PRODOTTA 79   5.4 ENERGIA ELETTRICA NETTA PRODOTTA 79   5.4 ENERGIA TERMICA DI PRERISCALDAMENTO 81   5.5 RIASSUNTO VETTORI ENERGETICI ( $\eta is, DP = 72\%$ ) 82   6 CASO B: TURBOESPANSORE CON COGENERATORE 84   6.1 LAYOUT DELL'IMPIANTO 84   6.2 LOGICA DI FUNZIONAMENTO CHP – CALDAIE 88   6.3 ENERGIA ELETTRICA NETTA PRODOTTA 91   6.4 ENERGIA ELETTRICA NETTA PRODOTTA 91   6.4 ENERGIA TERMICA DI PRERISCALDAMENTO 94   6.5 RIASSUNTO VETTORI ENERGETICI ( $\eta is, DP = 72\%$ ) 98   7 ANALISI ECONOMICA 101   7.1.1 CASEX: Costi Capitali 101   7.1.1.2 OPEX: Costi Operativi 102   7.1.1.2.1 Costo di O&		4.4.3 Temperature del gas	61
4.4.3 Potenza termica di preriscataamento 69   5 CASO A: TURBOESPANSORE CON POMPA DI CALORE 74   5.1 LAYOUT DELL'IMPIANTO 74   5.2 COEFFICIENTE DI PERFORMANCE – COP 75   5.3 ENERGIA ELETTRICA NETTA PRODOTTA 79   5.4 ENERGIA TERMICA DI PRERISCALDAMENTO 81   5.5 RIASSUNTO VETTORI ENERGETICI (ηis, DP = 72%) 82   6 CASO B: TURBOESPANSORE CON COGENERATORE 84   6.1 LAYOUT DELL'IMPIANTO 84   6.2 LOGICA DI FUNZIONAMENTO CHP – CALDAIE 88   6.3 ENERGIA ELETTRICA NETTA PRODOTTA 91   6.4 ENERGIA ELETTRICA NETTA PRODOTTA 91   6.4 ENERGIA TERMICA DI PRERISCALDAMENTO 94   6.5 RIASSUNTO VETTORI ENERGETICI (ηis, DP = 72%) 98   7 ANALISI ECONOMICA 101   7.1.1 CAPEX: Costi Capitali 101   7.1.1.1 CAPEX: Costi Capitali 102   7.1.1.2.1 Costo di O&M 103   7.1.2.2 Costo di O&M 103   7.1.2.1 Ricavi 104		4.4.4 Potenza elettrica netta prodotta	65
5 CASO A: TURBOESPANSORE CON POMPA DI CALORE		4.4.5 Potenza termica ai preriscalaamento	69
5.1 LAYOUT DELL'IMPIANTO	5	CASO A: TURBOESPANSORE CON POMPA DI CALORE	74
5.2 COEFFICIENTE DI PERFORMANCE – COP 75   5.3 ENERGIA ELETTRICA NETTA PRODOTTA 79   5.4 ENERGIA TERMICA DI PRERISCALDAMENTO 81   5.5 RIASSUNTO VETTORI ENERGETICI ( $\eta$ is, $DP = 72\%$ ) 82   6 CASO B: TURBOESPANSORE CON COGENERATORE 84   6.1 LAYOUT DELL'IMPIANTO 84   6.2 LOGICA DI FUNZIONAMENTO CHP – CALDAIE 88   6.3 ENERGIA ELETTRICA NETTA PRODOTTA 91   6.4 ENERGIA TERMICA DI PRERISCALDAMENTO 94   6.5 RIASSUNTO VETTORI ENERGETICI ( $\eta$ is, $DP = 72\%$ ) 98   7 ANALISI ECONOMICA 101   7.1.1 CASTI Costi Capitali 101   7.1.1.2 OPEX: Costi Operativi 102   7.1.1.2.1 Costo di Combustibile Gas Naturale 102   7.1.2 Ricavi 103   7.1.2 Ricavi 104		5.1 LAYOUT DELL'IMPIANTO	74
5.3 ENERGIA ELETTRICA NETTA PRODOTTA		5.2 COEFFICIENTE DI PERFORMANCE – COP	75
5.4 ENERGIA TERMICA DI PRERISCALDAMENTO 81   5.5 RIASSUNTO VETTORI ENERGETICI ( $\eta$ <i>is</i> , <i>DP</i> = 72%) 82   6 CASO B: TURBOESPANSORE CON COGENERATORE 84   6.1 LAYOUT DELL'IMPIANTO 84   6.2 LOGICA DI FUNZIONAMENTO CHP – CALDAIE 88   6.3 ENERGIA ELETTRICA NETTA PRODOTTA 91   6.4 ENERGIA TERMICA DI PRERISCALDAMENTO 94   6.5 RIASSUNTO VETTORI ENERGETICI ( $\eta$ <i>is</i> , <i>DP</i> = 72%) 98   7 ANALISI ECONOMICA 101   7.1.1 Costi 101   7.1.1 CAPEX: Costi Capitali 101   7.1.1.2 OPEX: Costi Operativi 102   7.1.1.2.1 Costo del combustibile Gas Naturale 102   7.1.2 Ricavi 103   7.1.2 Ricavi 104		5.3 ENERGIA ELETTRICA NETTA PRODOTTA	79
5.5 RIASSUNTO VETTORI ENERGETICI ( $\eta ts, DP = 72\%$ ) 82   6 CASO B: TURBOESPANSORE CON COGENERATORE 84   6.1 LAYOUT DELL'IMPIANTO 84   6.2 LOGICA DI FUNZIONAMENTO CHP – CALDAIE 88   6.3 ENERGIA ELETTRICA NETTA PRODOTTA 91   6.4 ENERGIA TERMICA DI PRERISCALDAMENTO 94   6.5 RIASSUNTO VETTORI ENERGETICI ( $\eta is, DP = 72\%$ ) 98   7 ANALISI ECONOMICA 101   7.1.1 Costi 101   7.1.1.2 OPEX: Costi Capitali 102   7.1.1.2.1 Costo del combustibile Gas Naturale 102   7.1.2 Ricavi 103		5.4 ENERGIA TERMICA DI PRERISCALDAMENTO	81
6 CASO B: TURBOESPANSORE CON COGENERATORE		5.5 RIASSUNTO VETTORI ENERGETICI ( $\eta \iota s, DP = 72\%$ )	82
6.1 LAYOUT DELL'IMPIANTO	6	CASO B: TURBOESPANSORE CON COGENERATORE	84
6.2 LOGICA DI FUNZIONAMENTO CHP – CALDAIE		6.1 LAYOUT DELL'IMPIANTO	84
6.3 ENERGIA ELETTRICA NETTA PRODOTTA		6.2 LOGICA DI FUNZIONAMENTO CHP – CALDAIE	88
6.4 ENERGIA TERMICA DI PRERISCALDAMENTO		6.3 ENERGIA ELETTRICA NETTA PRODOTTA	91
6.5 RIASSUNTO VETTORI ENERGETICI ( $\eta$ is, $DP = 72\%$ ) 98   7 ANALISI ECONOMICA 101   7.1.1 Costi 101   7.1.1 CAPEX: Costi Capitali 101   7.1.1.2 OPEX: Costi Operativi 102   7.1.1.2.1 Costo del combustibile Gas Naturale 102   7.1.2 Ricavi 103		6.4 ENERGIA TERMICA DI PRERISCALDAMENTO	94
7 ANALISI ECONOMICA		6.5 RIASSUNTO VETTORI ENERGETICI ( $\eta is, DP = 72\%$ )	98
7.1.1 Costi 101   7.1.1 CAPEX: Costi Capitali 101   7.1.1.2 OPEX: Costi Operativi 102   7.1.1.2.1 Costo del combustibile Gas Naturale 102   7.1.1.2.2 Costo di O&M 103   7.1.2 Ricavi 104	7		101
7.1.1.1 CAFEX: Costi Capitan 101   7.1.1.2 OPEX: Costi Operativi 102   7.1.1.2.1 Costo del combustibile Gas Naturale 102   7.1.1.2.2 Costo di O&M 103   7.1.2 Ricavi 104		7.1.1 Costi	101
7.1.1.2.1 Costo del combustibile Gas Naturale102   7.1.1.2.2 Costo di O&M103   7.1.2 Ricavi104		7.1.1.1 CATEA: Costi Capitan	101101 102
7.1.1.2.2 Costo di O&M103   7.1.2 Ricavi104		7.1.1.2.1 Costo del combustibile Gas Naturale	102
7.1.2 Ricavi104		7.1.1.2.2 Costo di O&M	103
		7.1.2 Ricavi	104

7.1.2.1 Vendita di Energia Elettrica in Rete	104
7.1.2.1.1 Ricavi vendita energia elettrica Layout CHP-TE	106
7.1.2.1.2 Ricavi vendita energia elettrica Layout PdC-TE	106
7.1.2.2 Tariffe e Incentivi – TEE (Titoli di Efficienza Energetica)	107
7.1.2.2.1 Risparmio ottenibile dalla Pompa di Calore	109
7.1.2.2.2 Risparmio ottenibile dal Cogeneratore	111
7.1.3 Simple Pay Back - SPB	117
7.1.3.1 CASO A: PdC+TE	119
7.1.3.2 CASO B: CHP+TE	121
7.2 Analisi di sensitività	123
7.2.1 Scenario 1	124
7.2.1.1 Scenario 1.1: CHP (inseguimento termico) + TE	124
7.2.1.2 Scenario 1.2: PdC (inseguimento termico) + TE	125
7.2.2 Scenario 2	126
7.2.2.1 Scenario 2.1: CHP (inseguimento termico) + TE	127
7.2.2.2 Scenario 2.2: CHP (inseguimento termico dal 20% del carico) + TE	128
7.2.2.3 Scenario 2.3: PdC (inseguimento termico) + TE	129
7.2.3 Confronto degli scenari	130
8 CONCLUSIONI	133
9 BIBLIOGRAFIA	137

Che tu possa avere sempre il vento in poppa, che il sole ti risplenda in viso e che il vento del destino ti porti in alto a ballare con e stelle.

## 1 Nomenclatura

RE. MI. = Impianto di regolazione e misura del gas naturale

*PRS* = pressure reduction system

*IPRM* = impianto di prelievo, riduzione e misura

*GRU* = gruppo di riduzione d'utenza

*GRF* = gruppo di regolazione finale

 $\phi_j$  = flusso termico scambiato con la j-esima sorgente (> 0) o pozzo (< 0) alla temperatura  $T_j$ ;

*N* = numero di sorgenti e pozzi termici;

 $W_t$  = potenza tecnica prodotta (> 0) o assorbita (< 0): include la potenza meccanica, elettrica etc.;

 $W_0$  = potenza di dilatazione, associata alla variazione del volume del dispositivo;

U = energia interna del volume di controllo (VC);

 $E_c$  = energia cinetica del volume di controllo;

 $E_p$  = energia potenziale del volume di controllo;

 $G_k$  = portata uscente (> 0) o entrante (< 0) del k-esimo condotta che collega il volume di controllo con l'esterno;

NC = numero di aperture della superficie di controllo attraverso le quali sono scambiati altrettanti flussi in massa;

 $h_k$  = entalpia specifica del k-esimo flusso in massa;

 $e_c$  = energia cinetica specifica del k-esimo flusso in massa;

 $e_p$  = energia potenziale specifica del k-esimo flusso in massa

AP = alta pressione

- MP = media pressione
- BP = bassa pressione
- MT = media tensione
- BT = bassa tensione
- AC = acqua calda
- AR = acqua refrigerata
- $\beta_e$  = rapporto di espansione (assolute) tra la pressione di ingresso e di uscita [-]
- $\dot{m}$  = portata in massa [kg/s]

 $\dot{V}$  = portata in volume [Sm<sup>3</sup>/h]

 $\eta_m$  = rendimento meccanico [-]

 $\eta_{vol}$  = rendimento volumetrico [-]

 $\eta_g$  = rendimento generatore [-]

 $\eta_{inv}$  = rendimento inverter [-]

 $\eta_{is}$  = rendimento isoentropico di espansione turboespansore [-]

 $\eta_{is,DP}$  = rendimento isoentropico di espansione al punto nominale turboespansore [-]

 $\eta_{th}$  = rendimento termico [-]

 $\eta_{ph}$  = rendimento del preriscaldatore [-]

 $\eta_{el,s}$  = rendimento elettrico separato [-]

 $\eta_{th,s}$  = rendimento termico [-]

 $\eta_{gl}$  = rendimento globale [-]

 $\eta_{bl}$  = rendimento boiler [-]

 $\eta_{baseline}$  = rendimento di riferimento per il calcolo del risparmio ottenibile con la Pompa di Calore [-]

 $f_t$  = fattore di conversione termico pari a 0,086 tep/MWh<sub>th</sub>

 $f_e$  = fattore di conversione elettrico pari a 0,187 tep/MWh<sub>el</sub>

 $P_{el}$  = potenza elettrica [W]

E = energia [kWh] o [MWh] o [GWh]

 $Q_{th}$  = potenza termica [W]

 $Q_{ph}$  = potenza termica preriscaldamento [W]

 $P_{fuel}$  = potenza combustibile [W]

 $H_i$  = potere calorifico inferiore combustibile [kWh/Sm<sup>3</sup>] o [MJ/Sm<sup>3</sup>]

 $\lambda$  = rapporto di cogenerazione [-]

 $I_{el}$  = indice elettrico [-]

 $q_c = \text{consumo specifico } [\text{kWh}_{\text{f}}/\text{kWh}_{\text{el}}]$ 

CHP = cogeneratore

*MCI* = motore a combustione interna

PdC = pompa di calore

TE = turboespansore

CAR = cogenerazione ad alto rendimento

*COP* = coefficiente di performance

*PUN* = prezzo unico nazionale vendita energia elettrica [€/MWh]

TEE = titoli di efficienza energetica

CB = certificati bianchi

*IOP* = index of performance

- GN = gas naturale
- NG = natural gas
- *GNL* = gas naturale liquefatto
- *EBITDA* = Earnings Before Interests Taxes Depreciation and Amortization [€/yr]
- *MOL* = Margine Operativo Lordo [€/yr]
- *SPB* = Simple Pay Back [yr]
- *AEEG* = Autorità per l'Energia Elettrica e il Gas
- ARERA = Autorità di Regolazione per Energia Reti e Ambiente
- *BP* = British Petroleum
- *IEA* = International Energy Agency

## 2 Introduzione

Durante la 21esima riunione della Conferenza delle Parti (COP21) della convenzione sui cambiamenti climatici, tenutasi a Parigi nel dicembre del 2015, hanno partecipato 195 stati insieme a molte organizzazioni internazionali. L'Unione Europea (EU) si è dichiarata favorevole nel pubblicare dei piani di azione volti a presentare delle misure da adottare per diminuire gradatamente l'utilizzo delle fonti energetiche fossili più inquinanti e, nello stesso tempo, per favorire l'utilizzo e l'insediamento delle fonti rinnovabili e delle tecnologie di risparmio energetico. [3]

Il consumo di gas naturale è diminuito del 2,3% nel 2020 [4] pari a 81 miliardi di metri cubi, simile al calo registrato nel 2009 durante la crisi finanziaria. La diminuzione del consumo di gas si è registrata nella maggior parte dei Paesi utilizzanti, con una notevole eccezione della Cina, dove la domanda è cresciuta del 6,9%. Al contrario, la domanda di gas in Nord America e in Europa è diminuita rispettivamente del 2,6% e del 2,5%. La produzione di gas è diminuita di 123 miliardi di metri cubi (-3,3%), con i cali maggiori registrati in Russia (-41 miliardi di metri cubi) e Stati Uniti (-15 miliardi di metri cubi). La figura 1 mostra la produzione e il consumo di gas naturale per ogni territorio, espresso in miliardi di metri cubi. Come si denota, l'Asia è uno dei maggiori attori della filiera, ma la fanno da padrona anche il Medio Oriente, l'Africa e l'Europa.



figura 1 – Produzione e consumo di gas naturale per ogni Paese, in funzione del tempo, espresso in miliardi di metri cubi

L'Unione Europea (UE) persegue fermamente la riduzione delle emissioni di gas serra (GHG) al fine di attuare gli impegni del Protocollo di Kyoto, con un obiettivo finale di ridurre del 20%, rispetto al 1990, le emissioni annue entro il 2020 [5], obiettivo raggiunto. A tal fine assume un ruolo cruciale un migliore utilizzo dell'energia nelle aree urbane, in quanto responsabili di quasi l'80% delle emissioni totali di GHG ma, allo stesso tempo, svolgono un ruolo cruciale nella salvaguardia dell'ambiente e nella creazione di più condizioni urbane resilienti [6]. In particolare, si stima che nei paesi europei quasi il 40% dell'energia sia consumata negli edifici e il 70% di questa energia sia impiegata nel riscaldamento e condizionamento, definendo così un settore trainante nello sforzo di ottenere un uso sostenibile delle risorse energetiche [7].

Le politiche dell'UE mirano al miglioramento dell'efficienza energetica, all'aumento dell'utilizzo delle fonti di energia rinnovabile (FER) e alla riduzione delle emissioni di gas a effetto serra entro il 2020 attraverso un gran numero di programmi e azioni normative. Dall'inizio di questo secolo l'UE ha attuato politiche ambientali operative per affrontare gli scenari dei cambiamenti climatici e sostenere attività a basse emissioni. Vale la pena notare il documento "A European Strategy for Sustainable, Competitive and Secure Energy" [8], che anticipava l'esigenza di un approccio di pianificazione comune all'efficienza energetica e allo sfruttamento delle FER, o la "Strategic Energy Review", che ha introdotto la nota

strategia 20-20-20. Inoltre, il "Renewable Energy and Climate Change Package", ha lanciato l'iniziativa per la stesura di "Roadmap for Moving to a Low-carbon Economy in 2050" [9] fino al "2030 Framework for Climate and Energy Policies" [8]. La strategia dell'UE è quella di seguire un indirizzo generale a livello internazionale, mirando a una politica ambientale per la riduzione dei gas serra e il risparmio energetico, concentrandosi in particolare su un uso più intenso di tecnologie innovative.

Dopo il piano 20-20-20, l'Europa proclama il pacchetto "Clean Energy for All European Package" e pone gli obettivi per i Paesi membri al 2030 per quel che riguarda la riduzione dei gas serra, l'utilizzo delle fonti rinnovabili e l'efficienza energetica. Il piano nazionale integrato per l'energia e il clima proclama gli obbiettivi riportati in figura 2 che i Paesi dell'Unione si impegnano a fornire nel PNIEC. Il 14 luglio 2021 la Commissione europea ha alzato ancor di più l'asticella, adottando il pacchetto climatico "Fit for 55" [10], che stabilisce le proposte legislative per raggiungere, entro il 2030, gli obiettivi del Green Deal. La modifica principale riguarda tre aspetti:

- 1. Modifica della Direttiva sull'efficienza energetica: ribadito il principio che l'efficienza energetica debba essere la prima priorità e richiede agli Stati membri una riduzione del 39% dell'energia primaria rispetto al 1990;
- Revisione della Direttiva sulle rinnovabili: aumento l'obiettivo del contributo da tali fonti al mix energetico dal 32% al 40% per il 2030. L'obiettivo più ambizioso potrà contare sulla riduzione dei costi per le rinnovabili;
- 3. Riduzione delle emissioni di gas a effetto serra del 55% rispetto ai livelli del 1990, con l'obiettivo di arrivare alla "carbon neutrality" per il 2050.

L'obiettivo del 55% è estremamente ambizioso: per fare una comparazione, dal 1990 al 2020 le emissioni dell'UE si sono ridotte del 20%. Il Green Deal, per mezzo del pacchetto "Fit for 55", intende ridurre le emissioni dal 20 al 55% in meno di dieci anni. Pertanto, ci si aspetta che nei prossimi decenni ci sia una forte spinta sulle fonti rinnovabili e sulla decarbonizzazione dei processi produttivi, a favore della sostenibilià ambientale. In figura 2 vengono illustrati gli obiettivi europei al 2030 prima del pacchetto "Fit for 55" di luglio 2021.

### Obiettivi da raggiungere a livello Europeo grazie al contributo che i Paesi si impegnano a fornire nei PNIEC



figura 2 – Obiettivi da raggiungere a livello Europeo al 2030 (tali obiettivi sono ancora più ambiziosi con il pacchetto "Fit for 55" adottato dalla CE il 14 luglio 2021)

Uno dei settori in cui è possibile migliorare l'efficienza energetica e ridurre i consumi di energia primaria riguarda la filiera di trasporto e distribuzione del gas naturale.

# 3 Impianti per la distribuzione del gas naturale

All'interno di questo capitolo verrà fornita una introduzione di carattere generale sugli impianti di distribuzione (trasporto) del gas naturale, delle tipologie di centrali/gruppi di riduzione della pressione che collegano tra loro le condotte a differente pressione, e delle tipologie di utenze allacciabili alla rete di distribuzione del gas naturale.

Una rappresentazione semplificata delle strutture coinvolte nella estrazione, distribuzione, riduzione e consumo del gas naturale, è fornita in figura 3.



figura 3 – Filiera del gas naturale. Immagine schematica delle strutture coinvolte nella distribuzione de gas naturale

Verranno forniti all'interno dei paragrafi anche le caratteristiche e leggi termodinamiche che dettano le caratteristiche di questi impianti, necessarie per descriverne il funzionamento e giustificare la presenza di alcuni componenti impiantistici.

### 3.1 Rete italiana di distribuzione del gas naturale

Il gas naturale (GN) è uno dei più importanti combustibili fossili utilizzati, il quale contribuisce circa a un quarto del consumo mondiale di energia primaria (24,7% [4]), in accordo con l'ultimo report della IEA (International Energy Agency). Il gas naturale è anche considerato il combustibile fossile più pulito [11] con la percentuale di idrogeno più alta [11]. Le riserve di GN disponibili a livello europeo sono ancora oggi significative sebbene la loro collocazione geografica sia piuttosto eterogenea. Per quest'ultimo motivo, le infrastrutture per la distribuzione del GN agli utenti comprendono numerose reti complesse e dense di gasdotti (interconnessi tramite diversi livelli di pressione gerarchici). Con riferimento ai Paesi Europei, per ragioni tecnico-normative [12], partendo dai siti di produzione del GN e passando agli utilizzatori finali, la pressione del GN è esercita gerarchicamente in 3-4 livelli di pressione differente e, pertanto, lungo il tragitto il combustibile subisce notevoli riduzioni di pressione attraverso apposite stazioni di riduzione dislocate su tutta la rete (PRS) [13], ove trattamenti chimici vengono effettuati anche sul GN in movimento. La distribuzione del GN inizia presso il sito produttivo e prosegue per chilometri attraverso una complessa rete di trasporto (spesso gestita da un'unica azienda) in cui sono necessarie pressioni elevate (intorno a 60-70 bar) per far fronte alle cadute di pressione concentrate e distribuite lungo il tragitto e quindi per limitare i diametri dei condotti. Al fine di garantire la sicurezza, il GN viene invece fornito agli utilizzatori finali a basse pressioni (intorno a 1-5 bar) tramite apposite reti di distribuzione gestite da aziende locali.

Le reti di distribuzione del gas naturale sono composte da tre componenti principali: condotte, stazioni di compressione e stazioni di riduzione della pressione (PRSs – pressure reduction stations). La rete italiana del gas comprende circa 32.500 km di condotte a vari livelli di pressione, 11 stazioni di ricompressione per una potenza installata complessiva di circa 877 MW e circa 9000 stazioni di

riduzione della pressione telecontrollate e monitorate. L'intera rete è divisa in due parti principali:

- 1. La "rete nazionale dei gasdotti", comprensiva dei sistemi di trasporto del gas naturale dai punti di immissione alle interconnessioni regionali e ai siti di stoccaggio;
- 2. La "rete regionale dei gasdotti", comprensiva dei sistemi necessari al trasporto locale del gas naturale e alla fornitura delle utenze industriali/urbane e delle centrali elettriche.

La figura 4 mostra l'ubicazione geografica delle reti di gasdotti nazionali (rosse) e regionali (blu) e dei punti di iniezione dei paesi limitrofi e d'oltremare.



figura 4 - Rete gasdotti nazionale (rossa) e regionale (blu) italiana e punti di iniezione da fornitori esteri

Il collegamento con la Sicilia è garantito da quattro terminali marittimi che collegano i gasdotti sottomarini a quelli di terraferma di Mazara del Vallo (Trapani), Messina, Favazzina (Reggio Calabria) e Palmi (Reggio Calabria). Le riserve nazionali coprono solo una piccola parte del consumo di gas naturale in Italia, il resto viene fornito attraverso cinque punti di iniezione (punti 1–5 di seguito) collegati a gasdotti internazionali e tre punti di iniezione (punti 6–8 di seguito) collegati a impianti liquefatti hub del gas naturale (GNL):

- 1. Mazara del Vallo (Sicilia), collegata alla rete di approvvigionamento del gas algerino tramite condotte sottomarine;
- 2. Gela (Sicilia), collegata alla rete di approvvigionamento del gas libico tramite il gasdotto sottomarino denominato "Greenstream";
- 3. Tarvisio (nordest), collegata alla rete gas austriaca dal gasdotto Trans Austria Gas (TAG);
- 4. Gorizia (nordest), collegata alla rete gas slovena;
- 5. Passo Gries (nord), collegato alla rete svizzera del gas dal gasdotto Transitgas;
- 6. Italia di Panigaglia, (costa nord-ovest), collegata all'hub GNL;
- 7. Cavarzere (costa nord-est), collegata all'hub GNL;
- 8. Livorno (costa nord-ovest), collegata all'hub GNL.

I siti di stoccaggio del gas naturale sono estremamente importanti per il mercato italiano del gas naturale perché migliorano notevolmente la flessibilità della rete e danno un "margine di sicurezza" in un mercato

fortemente dipendente dalle importazioni. La capacità totale di stoccaggio è di circa 16 miliardi di m<sup>3</sup> ed è realizzata in depositi sotterranei esauriti. Sia la capacità di stoccaggio che i punti di iniezione di GNL dovrebbero essere aumentati nei prossimi anni.

La rete del gas naturale è progettata per raggiungere un accettabile compromesso tra i costi delle infrastrutture e il costo dell'energia spesa per pressurizzare il gas. Per ridurre le quantità delle pipeline installate e per rendere il trasporto efficiente, il gas naturale viene compresso prima dell'iniezione nella rete di distribuzione. Tuttavia, solo una piccola frazione dell'energia di pressione del gas naturale è effettivamente utilizzata per mantenerlo in movimento, mentre il resto viene solitamente sprecato nelle stazioni di riduzione della pressione (PRs).

Queste stazioni suddividono la rete di distribuzione in sottosistemi operanti a livelli di pressione decrescenti man mano che il gas viene inviato agli utenti finali. Ad esempio, la pressione massima di distribuzione per le unità domestiche è 0,04 barg, mentre per le utenze industriali e per gli impianti di conversione energetica può variare da 8 barg a 0,04 barg. Al fine di garantire la disponibilità di gas naturale nei vari punti di estrazione e per rendere possibili le interazioni tra sottosistemi operanti a livelli di pressione differente, la rete del gas naturale è attrezzata con diverse stazioni di riduzione della pressione (PRs).

Il carburante viene trasportato a gradi distanze per mezzo di un sistema di tubazioni con stazioni di compressione che consumano tra il 3% e il 5% [14] dell'energia chimica del gas trasportato, a seconda della distanza percorsa. In alternativa, il gas può essere trasportato sotto forma di GNL, mediante un processo di raffreddamento e successiva pressurizzazione alla temperatura di -163°C. Tale processo però è vincolato ad un costo energetico di circa il 2,5% del potere calorifico inferiore (LHV) per la liquefazione del gas [15] e una perdita di evaporazione, BOG – Boil Off Gas, del 2-5% nella catena di trasporto e stoccaggio. [16].

Mentre il trasporto e lo stoccaggio di GNL domina oltremare [17], il trasporto di GN via pipeline è essenziale per la trasmissione e la distribuzione nell'entroterra. Le reti di gasdotti sono organizzate gerarchicamente in 3-4 stadi di pressione, collegati da stazioni di riduzione della pressione (PRs) e odorizzazione finale per la distribuzione all'utenza (IPRM). Il trasporto del gas naturale dai centri di produzione e dai terminali d'importazione ai punti di consumo nel territorio nazionale è gestito attraverso una vasta rete di metanodotti a pressioni variabili, normalmente tra 20 e 70 bar.

La decompressione del gas dalla pressione d'arrivo a quella richiesta dalla rete distributiva è effettuata, di norma, mediante riduttori – regolatori che hanno la funzione di mantenere il valore della pressione di valle stabile al variare della portata di combustibile. La decompressione è ottenuta mediante una "laminazione controllata" isoentalpica del gas naturale, ovvero una valvola di strozzatura azionata automaticamente. Tramite questa regolazione l'energia meccanica di pressione posseduta a monte dell'apparecchio di regolazione viene dissipata in calore. Questa soluzione garantisce l'affidabilità della fornitura [18], ma distrugge l'exergia fisica disponibile del gas in pressione, la quale potrebbe essere utilizzata per generare lavoro nel processo di espansione [19].

In relazione alla pressione del gas naturale all'interno delle condotte, queste vengono suddivise per "specie". La classificazione delle condotte è contenuta nel D.M. 24/11/1984. Per ogni classe il Decreto stabilisce le caratteristiche meccaniche, i materiali e i parametri di sicurezza e quant'altro necessario a garantire la sicurezza dell'opera. La classificazione delle condotte avviene in relazione all'intervallo delle pressioni di esercizio della stessa ed è riportato in tabella 1.

Condotte di:	Pressione massima di esercizio		
1° specie	p > 24 bar		
2° specie	$12  bar$		
3° specie	$5  bar$		

tabella 1 – Classificazione delle condotte DM 24/11/1984

Impianti per la distribuzione del gas naturale

4° specie	$1,5  bar$
5° specie	$0,5  bar$
6° specie	$0,04  bar$
7° specie	$p \leq 0,04$ bar

Una rappresentazione schematica dei collegamenti tra le condotte di specie differenti è presentata in figura 5.



figura 5 - Schema dei possibili collegamenti tra le reti a differenti pressioni

La rete di trasporto nazionale del metano (Rete Snam) è caratterizzata da pressione tra i 40 e i 60 bar (1° specie), ridotti a valori compresi tra 1,5 e 5 bar (rete di 4° specie) per il trasporto locale in media pressione. Tale riduzione avviene in delle cabine denominate "RE.MI" (REgolazione e MIsura). Successivamente la pressione viene ulteriormente ridotta a 20-22 mbar per mezzo dei GRF (Gruppi di Riduzione Finale) posti lungo la rete MP ed il gas immesso quindi nella rete di distribuzione BP (bassa pressione) ed essere così fornito alle utenze finali con ulteriori riduttori di pressione installati presso le singole utenze (Gruppi di Riduzione d'Utenza, GRU).

#### 3.2 Cabine RE.MI. di decompressione metano

La rete di trasporto del gas naturale è suddivisa per livelli di pressione. Il collegamento tra le reti in alta e quelle in media e bassa pressione ha luogo nelle cabine di decompressione, chiamati anche impianti di regolazione e misura (RE.MI.), o di "primo salto". La denominazione viene dal fatto che la funzione principale di queste cabine è quella di diminuire la pressione proveniente dalla rete Snam ad alta pressione fino alla pressione richiesta nelle utenze di rete. Come indicato in 2, la pressione del gas naturale nelle condotte di trasporto è molto alta (40–60 bar), ma deve essere ridotta almeno a 4–5 bar prima che entri nelle reti di distribuzione. La caduta di pressione si verifica nelle stazioni di servizio cittadine (RE.MI.), dove una valvola di strozzatura viene tradizionalmente utilizzata per ottenere la desiderata riduzione della pressione, con conseguente spreco di energia di pressione (exergia fisica) del

gas. Nelle cabine di primo salto il gas viene filtrato, misurato, preriscaldato, decompresso, odorizzato, per motivi di sicurezza, e infine immesso nelle reti di distribuzione.



figura 6 – Schema di principio stazione REMI tradizionale: ingresso del GN nella cabina, preriscaldamento prima della laminazione isoentalpica e dell'immissione in rete, previa odorizzazione

La figura 6 rappresenta uno schema di principio di un tradizionale impianto RE.MI. Le parti essenziali solo:

- <u>Tratto d'entrata</u>: è rappresentato dal complesso di tubazioni, valvole e flange che esistono tra il punto di consegna e il punto di ingresso di centrale, prima del gruppo di filtrazione del gas;
- <u>Gruppo di filtrazione</u>: presenta lo scopo di raccogliere e scaricare all'esterno le eventuali impurità (particelle solide e liquide) presenti nel gas in arrivo, per impedire che si depositino nei successivi organi di regolazione e misura ostacolandone il buon funzionamento;
- <u>Gruppo di preriscaldamento</u>: per impedire la formazione di ghiaccio e idrati del metano (effetto Joule-Thompson) ed ottenere una buona misura del gas, è necessario mantenere la sua temperatura intorno ai 5-10°C. A questo scopo vengono inseriti appositi scambiatori di calore alimentati da almeno due caldaie, una di riserva all'altra, ubicate in appositi locali tecnici;
- <u>Gruppo riduttori e monitoraggi</u>: è l'insieme delle valvole di regolazione della pressione aventi lo scopo di ridurre isoentalpicamente ed in sicurezza, il valore della pressione fornita a quello necessario per alimentare il feeder all'uscita in cabina;
- <u>Gruppo di misura</u>: è costituito da tutte le apparecchiature previste per la misura fiscale del gas prelevato. Esse vanno dal contatore volumetrico, alle flange Venturi, al contatore ad ultrasuoni, alla misura computerizzata;
- <u>Gruppo di odorizzazione</u>: una delle caratteristiche fondamentali richieste ad un gas è quella di essere percettibile in caso di fuga e rilasci senza particolari strumenti o apparecchi. E', infatti, evidente che la possibilità di poter avvertire la presenza di gas in limitata percentuale nell'aria ambiente, in concentrazione ancora distante dal limite inferiore di infiammabilità (LFL = 4,5%), è garanzia di un corretto e sicuro esercizio di distribuzione. L'impianto di odorizzazione deve essere conforme alla norma UNI 9463 e la sua funzione è quella di aggiungere un quantitativo prefissato di liquido odorizzante per ogni m<sup>3</sup> (riferito alle condizioni standard) di gas naturale, indipendentemente dalla variazione della portata di gas in transito nella tubazione.

L'impianto deve essere del tipo a lambimento ad iniezione e deve essere idoneo per servizio continuo. L'impianto è costituito da: unità di odorizzazione a lambimento; unità di

odorizzazione ad iniezione; centralina elettronica del sistema do odorizzazione; quadro elettrico di comando; barilotto del prodotto odorizzante; serbatoio di servizio; tubazioni, manometri, filtri, valvolame e ogni altro accessorio atto a rendere l'impianto funzionante a regola d'arte. L'odorizzante da impiegare deve essere THT o TBM, secondo norma UNI 7133. L'impianto deve essere dimensionato per ottenere le seguenti concentrazioni di odorizzante nel gas da odorizzare:

THT da 32 mg/m<sup>3</sup> fino a 50 mg/Sm<sup>3</sup> TBM da 9,3 mg/m<sup>3</sup> fino a 20 mg/Sm<sup>3</sup>

Le valvole di intercettazione devono essere del tipo a doppia tenuta dello stelo. I materiali elastomerici devono essere di tipo compatibile con l'odorizzante. Le valvole con DN > 25 devono essere del tipo a connessione flangiata, secondo norma ANSI B 16.5. Le connessioni terminali di interfaccia devono essere del tipo: giunzioni filettate conformi alla norma ANSI B 1.20.1 NPT, flange conformi alla norma ANSI B 16.5. Le giunzioni del piping dell'impianto di odorizzazione devono essere conformi a quanto stabilito dalla norma UNI 9463.

La funzione di riduzione della pressione viene esercita dai cosiddetti "riduttori", ovvero delle valvole di laminazione che distruggono l'exergia fisica del gas naturale per attrito, dissipandola in calore. La figura 7 mette in evidenza i particolari costruttivi di una linea di decompressione del gas naturale della stazione RE.MI. esistente di San Carlo Canavese, in provincia di Torino.



figura 7 – Impianto di decompressione del metano esistente di San Carlo Canavese. Particolari di linea: filtro, preriscaldatore, monitor regolatore e valvole laminatrici.

Vi è una coppia di collettori, uno di mandata e uno di ripresa del gas naturale, i quali presentano il duplice scopo di distribuire correttamente il gas nelle tre linee di riduzione e di avere una regolazione più agevole in caso di arresto o regolazione dell'impianto. Le tre linee installate sono ridondanti, pertanto ognuna di esse è in grado di elaborare correttamente la portata di progetto e garantire le condizioni di valle come da normativa UNI 9167:20 [20]. Seguendo lo schema di flusso in figura 7 si hanno le valvole di intercettazione, che hanno lo scopo di intercettare ed isolare la linea in caso di arresto

o manutenzione della stessa. Successivamente, il gas viene filtrato e poi verrà preriscaldato con acqua calda mediante uno scambiatore a fascio tubiero a tubi e mantello, posto in verticale. A valle di questo si avranno le valvole laminatrici, le quali saranno opportunamente tarate e settate per garantire le condizioni termodinamiche opportune nel tratto di valle.

Di seguito si riporta una breve trattazione termodinamica con lo scopo di comprendere meglio l'utilizzo del sistema preriscaldante a monte della riduzione della pressione. Il primo principio della termodinamica per i sistemi aperti è scrivibile nella forma:

$$\sum_{j=1}^{N} \phi_j - W_t - W_0 = \left(\frac{\partial (U + E_c + E_p)}{\partial t}\right)_{VC} + \sum_{k=1}^{NC} G_k (h + e_c + e_p)_k \tag{1}$$

Nella quale:

- $\phi_i$  = flusso termico scambiato con la j-esima sorgente (> 0) o pozzo (< 0) alla temperatura  $T_i$ ;
- N = numero di sorgenti e pozzi termici;
- W<sub>t</sub> = potenza tecnica prodotta (> 0) o assorbita (< 0): include la potenza meccanica, elettrica etc.;</li>
- $W_0$  = potenza di dilatazione, associata alla variazione del volume del dispositivo;
- *U* = energia interna del volume di controllo (VC);
- $E_c$  = energia cinetica del volume di controllo;
- $E_p$  = energia potenziale del volume di controllo;
- $G_k$  = portata uscente (> 0) o entrante (< 0) del k-esimo condotta che collega il volume di controllo con l'esterno;
- *NC* = numero di aperture della superficie di controllo attraverso le quali sono scambiati altrettanti flussi in massa;
- $h_k$  = entalpia specifica del k-esimo flusso in massa;
- $e_c$  = energia cinetica specifica del k-esimo flusso in massa;
- $e_p$  = energia potenziale specifica del k-esimo flusso in massa.

La potenza tecnica  $W_t$  può essere scomposta in due contributi: un termine relativo alla potenza utile,  $W_{ut}$ , e uno relativo ad una potenza tecnica scambiata con l'ambiente esterno,  $W_s$ , che non può essere considerata come un prodotto utile, cioè:

$$W_t = W_{ut} + W_s \tag{2}$$

Nel caso particolare della valvola laminatrice, considerando il sistema in stato stazionario e trascurando i termini cinetici e potenziali, non essendoci alcuna conversione dell'energia di pressione in lavoro utile e non prevedendo alcuna cessione o prelievo di calore, la laminazione è un processo isoentalpico nel quale l'entalpia in ingresso è uguale all'entalpia in uscita, come è esposto di seguito:

$$h_{in} = h_{out} \tag{3}$$

Questa trasformazione non è reversibile in quanto avviene in presenza di attrito ed è un processo nel quale si ha un cambiamento della pressione del fluido in esame, senza che vi sia una variazione di entalpia. La trasformazione è possibile rappresentarla nel diagramma termodinamico pressione-entalpia del metano, in figura 8.



figura 8 - Trasformazione termodinamica per laminazione isoentalpica, senza preriscaldamento di gas naturale

La situazione tipica vede il gas in arrivo dalla rete Snam ad alta pressione (AP) mediamente a 50 bar e a 5°C, il quale deve essere decompresso fino alla pressione di 5 bar e ad una temperatura non minore di 5°C per legge. Essendo la laminazione un processo isoentalpico, nel diagramma p-h del metano esposto in figura 8 la trasformazione tra lo stato iniziale e quello finale è rappresentato da un segmento di retta verticale. In questa situazione, la temperatura di fine riduzione sarebbe di circa -20°C, il quale porterebbe alla formazione di idrati del metano, condense e problemi strutturali alle condotte e agli organi di impianto.

Per tal motivo, il gas deve essere preriscaldato a monte della laminazione al fine di ottenere il gas a valle dei riduttori ad una temperatura non minore di 5°C, come è rappresentato in figura 9. Il preriscaldamento, trascurando le cadute di pressione ci sono dello scambiatore di calore, avviene a pressione costante. Il gas deve essere preriscaldato fino a circa 30°C prima di entrare negli organi riduttrici, come si denota dalle trasformazioni in figura 9.



figura 9 - Trasformazione termodinamica per laminazione isoentalpica, con preriscaldamento di gas naturale

Per questo motivo, negli impianti RE.MI. nei quali si hanno pressioni di ingresso superiori a circa 12 bar [21] è necessario prevedere un sistema che fornisca il calore al gas naturale prima che questo venga laminato. Tipicamente vengono previste delle caldaie a gas naturale, come viene rappresentato in figura 10 e in figura 11.



figura 10 – Locale caldaie impianto RE.MI. San Carlo Canavese. Vi sono due caldaie da 400 kW e una di emergenza da 270 kW



figura 11 – Retro delle caldaie nella centrale termica di San Carlo Canavese. Si denotano le linee di adduzione del gas naturale e i collettori di mandata e di ripresa del circuito di acqua calda.

## 3.3 Tipologie di impianti di regolazione fermabili e non fermabili

In accordo con i criteri di progettazione degli impianti di riduzione e misura del caso proposti da Snam in [21] è possibile distinguere tra impianti di regolazione "fermabili" e "non fermabili" in funzione del collegamento che la cabina ha con le utenze asservite. In tabella 2 è riportato un riassunto delle tipologie di impianti di regolazione.

Tipo di utenza	Pressione preriscaldo [bar]	Тіро	Caratteristiche linee di regolazione					
NON FERMABILE								
Di pubblica utilità	> 12	А	Min. 2 linee	$(F,P,M,R) Q_{lin} \ge Q_{imp}$				
Di pubblica utilità	≤ 12	В	Min. 2 linee	$(F,P,M,R) Q_{lin} \ge Q_{imp}$				
Non di pubblica utilità	> 12	А	Min. 2 linee	$(F,P,M,R) Q_{lin} \ge 0.5 Q_{imp}$				
Non di pubblica utilità	≤ 12	В	Min. 2 linee	$(F,P,M,R) Q_{lin} \ge 0.5 Q_{imp}$				
FERMABILE								
	> 12	С	Linea	$(F,P,M,R) Q_{lin} \ge Q_{imp}$				
	≤ 12	D	Linea	$(F,P,M,R) Q_{lin} \ge Q_{imp}$				

tabella 2 - Impianto di regolazione, quadro riepilogativo

Le tipologie di impianto che rientrano nella categoria "non fermabile" sono caratterizzate dall'avere almeno due linee ridondanti in parallelo del gas naturale, al fine di garantire la continuità di lavoro anche in situazioni di emergenza, di malfunzionamento di una linea o per manutenzione. Inoltre, per gli impianti avente una pressione dalla rete AP di Snam maggiore di 12 bar è obbligo installare un sistema di generazione di calore, secondo gli schemi A, B, C, D. Le tipologie facenti parte la tipologia di discussione della presente tesi sono A e B, rispettivamente in figura 12 e in figura 13.

#### IMPIANTO DI REGOLAZIONE - NON FERMABILE

p mon pre. > 12 BAR

TIPO A



figura 12 – Impianto di regolazione non fermabile, TIPO A, pressione monte > 12 bar

#### IMPIANTO DI REGOLAZIONE - NON FERMABILE

p mon pre. ≤ 12 BAR

TIPO B



figura 13 - Impianto di regolazione non fermabile, TIPO B, pressione monte < 12 bar

Caratteristica della tipologia A sono le due caldaie atte a fornire il calore necessario di preriscaldamento del gas. In più vi è una terza caldaia di taglia ridotta di back-up, che ha lo scopo di riserva o di emergenza, la quale sarà sempre pronta ad essere in funzione e garantirà la continuità di esercizio. Le tipologie C e D sono facenti parti di impianti fermabili, ovvero quegli impianti che non lavorano in continuità pertanto, essendo le pressioni e le portate in gioco relativamente modeste, non risulta necessario

prevedere un sistema di generazione di calore perché il salto di pressione è molto basso e la temperatura in uscita del gas sarà sempre maggiore del minimo consentito.

#### 3.4 La turbo espansione del metano

Questo capitolo ha lo scopo di descrivere una soluzione ingegneristica per il recupero energetico dall'espansione del metano nelle cabine RE.MI.

Le industrie europee consumano circa 1000 TWh di energia bruciando gas naturale ogni anno. Le perdite relative alle riduzioni di pressione nelle stazioni di riduzione sono quantificate in 400 MW di potenza elettrica installabili. Tale riduzione della pressione, che viene attuata mediante le valvole nella cabine PRSs (Pressure Reduction Stations – RE.MI.), può essere ottenuta mediante l'utilizzo di un Turbo Gas Expander - turboespansore (TE) o mediante motori a espansione alternativa a gas naturale [22], recuperando così l'energia potenziale di pressione del gas naturale (figura 14) al fine di generare energia elettrica per l'autoconsumo o per l'immissione in rete. I turboespansori sono delle turbine, ovvero delle macchine motrici capaci di convertire l'energia di pressione del fluido in energia meccanica rotazionale e infine in energia elettrica tramite l'accoppiamento meccanico all'albero del rotore con un alternatore. Pertanto, la turbina espande il fluido di lavoro, in questo caso GN, dalla pressione di monte alla pressione desiderata di valle, generando energia elettrica.

Tuttavia, quando la pressione del gas diminuisce, si verifica anche una riduzione della temperatura (effetto Joule-Thomson), che può causare il congelamento del vapore acqueo nel gas naturale, con conseguente corrosione della tubazione e formazione di idrati. Gli idrati sono composti cristallini simili al ghiaccio, che si formano al contatto tra acqua e piccole molecole gassose, in condizioni di temperatura prossime a 0°C e ad alte pressioni. La particolare struttura chimica di questi composti permette di immagazzinare notevoli quantità di idrocarburi, in prevalenza metano. Si stima che, in condizioni di temperatura e pressione normali, un metro cubo di idrato produca circa 160 metri cubi di metano e circa 0,87 metri cubi di acqua.



figura 14 – Schema di principio turboespansore in parallelo alle valvole di riduzione per generare elettricità a zero emissioni

Se si applica l'espansione del turbogas, al posto della strozzatura tramite laminazione isoentalpica, il calo di temperatura diventa molto più significativo, a causa della conversione dell'energia del gas in lavoro meccanico. Pertanto, è necessario preriscaldare il gas naturale prima della riduzione della

pressione (come imposto dalla normativa italiana) e, per questo scopo, vengono solitamente utilizzate delle caldaie. Il preriscaldamento del gas deve essere tale da mantenere la propria temperatura al di sopra della "temperatura di sicurezza consentita". Regolamenti dettagliati possono specificare ulteriormente il valore limite. (ad es. 5–8°C).

Come imposto dalla normativa italiana, la maggior parte degli impianti di espansione richiedono il preriscaldamento del gas naturale prima del processo di espansione. Ciò evita la condensazione indesiderata di idrati di gas che potrebbe danneggiare le tubazioni e altri componenti della rete ma, al contrario, riduce i vantaggi degli espansori a gas in termini di efficienza energetica. Gli scaldacqua a olio diatermico o acqua vengono impiegati come preriscaldatori a gas a causa del costo relativamente basso, ma sono disponibili ulteriori sistemi di preriscaldamento, come verrà descritto successivamente.

La letteratura scientifica è d'accordo sul fatto che una delle tecnologie di recupero di energia potenziale di pressione più fattibili per le stazioni PRs è il turboespansore radiale. Tuttavia, questa macchina è piuttosto costosa (anche perché generalmente richiede un riduttore di velocità) e, quindi, per questo motivo, tale tecnologia diventa sempre più conveniente tanto più la taglia dell'impianto e le portate in gioco sono elevate. Installazioni di turboespansori radiali hanno lavorato proficuamente per anni in diversi paesi (ad esempio negli Stati Uniti, nel Regno Unito e in Canada), mentre diversi studi hanno affrontato questo argomento in modo più approfondito. Ad esempio, un sistema di cogenerazione integrato con un TE è stato modellato e ottimizzato in [23], dove è stato dimostrato che il tempo di ritorno dell'investimento (SPB) di circa 1 anno può essere ottenuto con una corretta progettazione del sistema. In [24] è stato presentato il costo termo-ecologico della produzione di energia elettrica di due turboespansori, accoppiati ad un cogeneratore con motore a combustione interna, mentre in [25] è stata presentata una valutazione termo-economica dello stesso sistema, che ha mostrato come l'uso della cogenerazione nelle applicazioni TE porti ad un miglioramento della redditività economica dell'impianto. In [26] è stata studiata un'applicazione geotermica, dove parte del calore necessario per preriscaldare il gas naturale prima della riduzione della pressione è ottenuto per mezzo di un sistema a pompa di calore con sonde a terreno: l'analisi ha rivelato che il potenziale di risparmio di carburante di un tale sistema potrebbe essere superiore al 45% annuo, con un periodo di ammortamento di circa 6 anni, attualizzato al tasso di sconto nel periodo di analisi. Come fonte di calore alternativo è stato invece utilizzato un impianto solare termico in [27] ed è stato calcolato un tempo di ritorno dell'investimento di 3,5 anni.

Tuttavia, il numero di turbomacchine installate nel parco italiano è ancora relativamente modesto. Recentemente, alcuni autori hanno proposto espansori volumetrici al posto dei tradizionali radiali a causa del costo inferiore e della loro superiore robustezza. Queste caratteristiche iniziano a diventare sempre più importanti tanto più la dimensione del sistema energetico diminuisce e, per taglie molto ridotte, può essere una scelta di primario ordine al fine di ridurre al minimo i tempi di ritorno degli investimenti. Sono state dirette varie ricerche sull'argomento: è stata condotta un'analisi sui sistemi TE per impianti di riduzione della pressione del gas prendendo in considerazione alcuni aspetti progettuali specifici, mentre alcuni dati sperimentali relativi ad un impianto con sede in Italia sono stati presentati in [28]. In [2] è stato analizzato un sistema di recupero energetico combinato, costituito da un turboespansore a gas naturale accoppiato a un cogeneratore con motore a combustione interna, in condizioni di pieno carico e carico parziale, e l'influenza di alcuni parametri di progettazione sulla redditività dell'impianto, come ad esempio la curva di durata della portata del gas naturale.

Numerose opere nella letteratura propongono l'utilizzo di diverse strategie per gestire il preriscaldamento e aumentare l'efficienza globale del sistema, quali:

- 1. Utilizzo di un solare termico [29] o di sorgenti termiche a bassa temperatura derivanti da calore di processi industriali;
- 2. Accoppiamento (e.g. [30]) delle pompe di calore con il generatore elettrico del turboespansore per utilizzare parte dell'energia elettrica generata dal recupero per il preriscaldamento;

- 3. Utilizzo dell'energia termica disponibile al termine del processo di espansione per usi industriali o utenze domestiche [31] o come fonte di "freddo" per centrali elettriche [26];
- 4. Utilizzo di motori a combustione interna (MCI) cogenerativi (CHP) per fornire la potenza termica necessaria per il preriscaldamento del gas e produrre potenza elettrica aggiuntiva da poter immettere nella rete elettrica di Terna.

I sistemi di cogenerazione (CHP) possono essere applicati con successo come fonte di calore, e in questo modo si fornisce un'ulteriore produzione di energia elettrica e si ottengono risparmi energetici rispetto alla generazione termica tradizionale (caldaia).

In ogni caso, l'energia elettrica generata dall'espansore-generatore può essere immessa in rete, utilizzata per il preriscaldamento, oppure stoccata nella rete del gas come idrogeno [32].

È evidente che questo campo rappresenta un'area di ricerca attiva in cui un'ampia gamma di possibili soluzioni di recupero energetico possono essere applicate ai PRS. Tuttavia, le applicazioni reali sono ancora molto limitate nonostante le politiche più severe per il risparmio energetico adottate di recente in diversi Paesi. In questo contesto sorgono alcune domande: perché il recupero energetico dai PRS nella rete di distribuzione del gas naturale è raramente proposto? È una questione di costi o di efficienza? Ci sono una o più soluzioni di recupero energetico che potrebbero essere fattibili per un'applicazione di uso su un gran numero di PRS? Quanta energia si può recuperare con costi ed efficienze accettabili?

Gli impianti di turboespansione per il recupero energetico sono generalmente costituiti da due moduli: quello di filtrazione-preriscaldamento e quello di generazione dell'energia elettrica, costituente il turboespansore in senso stretto. Tale macchina è composta essenzialmente da una o più turbine che possono essere accoppiate ad un alternatore o tramite un riduttore di giri lubrificato ad olio, con cuscinetti di tipo meccanico, oppure direttamente sull'albero sostenuto per levitazione da cuscinetti di tipo magnetico. I turboespansori di nuova generazione appartengono a questa seconda tipologia. La peculiarità di avere cuscinetti magnetici anziché meccanici consente l'eliminazione del sistema di lubrificazione ad olio e del riduttore di giri. Si presentano in unità molto semplici, in quanto i sistemi ausiliari e, di conseguenza, gli spazi occupati, sono ridotti. Sono, inoltre, molto silenziosi (75 dbA). Tale soluzione innovativa elimina le perdite meccaniche e consente una grande flessibilità nell'offerta di macchine anche di potenza fino a pochi kW, le cui taglie non sarebbero proponibili con il sistema tradizionale provvisto di riduttore di giri.

Analizzando la figura 15 è possibile osservare i componenti dell'impianto. Il cuore del sistema è il turbogeneratore ad alta velocità (1), il quale comprende una turbina e un generatore posti sullo stesso albero in un involucro ermetico. Il gas naturale in uscita dal turbogeneratore (1) si ricongiunge alla linea di fornitura dell'utente (2). Il turbogeneratore (1) produce corrente alternata ad alta frequenza, che poi viene trasformata tramite un convertitore di potenza AC-DC-AC (3) in corrente alternata con la frequenza e la tensione richiesta dalla rete elettrica nazionale. Il gas naturale prima di entrare nell'impianto viene depurato tramite un filtro (4) per garantire un funzionamento duraturo e sicuro di tutti i componenti dello stesso. Una valvola di controllo (5) e una valvola di sicurezza (6) hanno lo scopo di mantenere un certo valore della pressione di uscita della turbina e proteggere i componenti dell'impianto e la linea di alimentazione dell'utente dalla sovrappressione. L'espansione del gas nel turbogeneratore (1) è legata ad una significativa riduzione della sua temperatura. Per evitare la formazione di condense e il congelamento delle tubazioni, il gas viene preriscaldato prima dell'espansione da un preriscaldatore, ovvero uno scambiatore di calore acqua-gas a tubi e mantello.



figura 15 – Particolari costruttivi dell'impianto di riduzione con turboespansore (1), linea di fornitura del cliente (2), inverter (3), filtro (4), valvola di controllo (5), valvola di sicurezza (6), preriscaldatore (7)



figura 16 – Particolari costruttivi del turboespansore

In figura 16 vengono riportati i particolari costruttivi di uno spaccato di un turboespansore radiale con cuscinetti magnetici attivi. Esso è provvisto di:

• Turbina: viene dimensionata per la portata e i salti di pressione desiderati. L'espansore è a singolo stadio con girante a flusso radiale. Il distributore ad ugelli variabili ottimizza la distribuzione del gas alla girante e la trasformazione energetica, regolando la sezione di ingresso.

- Cuscinetti magnetici attivi: ad ogni estremità dell'albero sono montati i cuscinetti magnetici, atti a controllare la posizione in senso radiale e assiale. I cuscinetti hanno, nella parte statorica, un pacco lamellare provvisto di alloggiamenti per le bobine le quali, percorse da correnti, creano il campo magnetico che provoca la sospensione dell'albero in aria (levitazione), mentre il pacco lamellare formante la parte rotorica è imbutito direttamente sull'albero. La parte rotorica dei cuscinetti assiali è composta da dischi ferromagnetici, la parte statorica è una toroide in acciaio integrato nei cuscinetti radiali.
- Generatore: Il generatore è costruito come una macchina sincrona a 2 vie. Il rotore è un'armatura raffreddata a gas con magneti permanenti. Lo statore è impilato da lamiera d'acciaio elettrica a basse perdite.

#### 3.5 Scelta delle macchine per l'espansione del gas

Applicando il primo principio della termodinamica per i sistemi aperti (eq.ne 1) al volume di controllo costituito dal turboespansore e considerando lo stato stazionario è possibile proseguire con le seguenti semplificazioni: ricordando che per le turbomacchine è veritiera l'ipotesi di adiabaticità (Q = 0) e trascurando le variazioni di energia cinetica e potenziale tra le sezioni di ingresso e di uscita della stessa, è possibile riscrivere l'eq.ne 1 come segue:

$$W = G \cdot \Delta h \tag{4}$$

I parametri da valutare per la scelta del sistema di turboespansione più indicato sono il rapporto di espansione (cioè il rapporto tra la pressione del gas in entrata e in uscita), la quale è funzione del salto entalpico  $\Delta h$  e la portata. In linea generale, per grandi portate vengono impiegati turboespansori in parallelo, per elevati salti di pressione vengono utilizzati turboespansori in serie. Oltre i 1000 kW è consigliabile adottare turboespansori bistadio con riduttore di giri lubrificato ad olio.

L'impianto, installato in parallelo con la linea di decompressione statica, consiste in un espansore a turbina, ad uno o più stadi, in dipendenza del salto di pressione, un alternatore ad essa accoppiato ed un sistema di preriscaldamento.

Per una corretta valutazione circa l'installazione dell'impianto di turboespansione andrà attentamente valutato:

- Il valore  $\beta_e$  del rapporto tra le pressioni (assolute) d'ingresso e di uscita, mediamente nell'ordine di 3-10;
- L'andamento favorevole delle portate di gas nel corso dell'anno, almeno 6-7 mesi di funzionamento, per evitare periodi troppo lunghi di fermata dell'impianto;
- Possibilità di valorizzare adeguatamente in termini finanziari l'energia elettrica prodotta.

La produzione di energia è fortemente condizionata dal periodo stagionale, oltre che dall'ora del giorno, e dunque dalla portata di gas, variabile nel tempo (anno, mese, giorno e ora). È chiaro, dunque, che la turbomacchina dovrà essere particolarmente flessibile e mantenere valori adeguati di rendimento anche a fronte di considerevoli scostamenti del valore delle portate da quelle previste in sede di progetto (nominali). Questo è oltremodo vantaggioso affinché la macchina possa produrre energia anche nelle mezze stagioni, quando la portata di gas risulta particolarmente ridotta. Una buona turbomacchina dovrebbe garantire il proprio funzionamento produttivo da un minimo del 20% ad un massimo del 120% del valore della portata nominale di progetto, ovviamente con i migliori valori possibili per quanto attiene il rendimento complessivo. Il parametro che ha maggiore influenza sulla configurazione dell'impianto è il rapporto  $\beta_e$  tra la pressione d'ingresso e la pressione di uscita del gas. In pratica, per le applicazioni aventi  $\beta_e < 5$  si giustificano economicamente vantaggiose soltanto le configurazioni monostadio, per rapporti di espansione maggiori sono invece richiesti schemi a due o tre stadi. Ovviamente, il salto entalpico, e quindi l'energia specifica prodotta, aumenta con  $\beta_e$ .

Il secondo parametro importante è la portata in massa del gas,  $\dot{m}_{GN}$ . La potenza meccanica generata dalla macchina è esprimibile dall'equazione 5:

$$P_m = \eta_m \eta_{vol} \dot{m}_{GN} \Delta h \tag{5}$$

Dove:

- $\eta_m$  = rendimento meccanico [-]
- $\eta_{vol}$  = rendimento volumetrico [-]
- $\dot{m}_{GN}$  = portata in massa del gas naturale [kg/s]
- $\Delta h = \text{lavoro interno specifico di espansione [kJ/kg]}$

La potenza elettrica generabile sarà funzione del rendimento del generatore e dell'inverter, secondo l'equazione 6:

$$P_{el} = \eta_g \eta_{inv} P_m \tag{6}$$

Dove:

- $\eta_g$  = rendimento del generatore [-]
- $\eta_{inv}$  = rendimento dell'inverter [-]



figura 17 – Collegamenti dei turboespansori in parallelo rispetto al sistema di riduzione convenzionale, in funzione delle portate e delle pressioni in gioco

La figura 17 mette in risalto le possibili configurazioni impiantistiche a seconda del rapporto di espansione e della portata transitante nella stazione. Tipicamente, per rapporti di espansione molto elevati ( $\geq 5$ ) è conveniente predisporre due turboespansori in serie, il primo dei quali sarà di AP mentre
il secondo sarà di BP. Analogamente a quanto già citato, in questa configurazione bisogna inserire uno scambiatore di calore intermedio tra i due TE. Per portate di gas naturale maggiori di 25.000 Sm<sup>3</sup>/h è conveniente installare i turboespansori in parallelo, per poter spillare una quantità di portata elaborata da espandere in ambedue le macchine e avere valori di rendimento di espansione soddisfacenti. Infine, la configurazione più semplice è il turboespansore monostadio, il quale va installato preferibilmente per portate modeste e rapporti di espansioni minore di cinque.

La quasi totalità dei lavori in letteratura concorda sul fatto che la produzione di energia elettrica da turboespansori sia il modo più appropriato per convertire l'energia meccanica di pressione disponibile dalle cabine RE.MI. Nonostante ciò, spesso non sono ancora chiare le caratteristiche delle RE.MI. che rendono più redditizio l'utilizzo di turboespansori radiali o espansori volumetrici. È quindi importante analizzare le caratteristiche operative e i costi di ogni tipologia di espansore in relazione a quelli dei PRS. Inoltre, un punto chiave per ottimizzare la progettazione e il funzionamento del sistema di recupero energetico nel suo complesso è la corretta scelta della fonte termica necessaria per evitare un eccessivo raffreddamento del gas, che potrebbe danneggiare valvole e tubazioni a causa della formazione di ghiaccio degli idrati. Alcune soluzioni promettenti, come quelle (1) e (3) elencate in 3.4, sono però di nicchia e poco scalabili perché dipendono dalle caratteristiche locali delle sorgenti termiche e/o delle richieste di calore di processo e/o fluido vettore caldo-freddo. Pertanto, sono inadeguati per una diffusione su larga scala. Di conseguenza, le opzioni (2) e (4) o l'uso di caldaie a metano sono le tecnologie più idonee per gestire il preriscaldamento del gas richiesto a monte dei generatori di espansione. La figura 18 presenta tutte le combinazioni tra generatori di espansione e sistemi di preriscaldamento più comuni. In particolare, come sistemi di conversione di potenza sono preferibili turboespansori radiali a singolo/doppio stadio e scroll expander, mentre come potenziali sistemi di preriscaldamento sono selezionabili pompe di calore geotermiche, pompe di calore ad aria, caldaie a gas e cogeneratori di tipo motore a combustione interna (CHP-ICE o CHP-MCI).



figura 18 - Tutte le possibili combinazioni tra le tecnologie di espansione ei sistemi di preriscaldamento del gas naturale considerati nell'analisi in funzione del salto di pressione e della portata

Tipicamente, i turboespansori radiali sono utilizzati per rapporti di compressione elevati, come evidenziato nella figura 17, in quanto la macchina è un sistema aperto in cui la girante elabora un certo quantitativo di fluido nel tempo, pertanto, non vi sono limiti stringenti alle sovrappressioni del gas in ingresso. Al contrario, gli espansori volumetrici sono costituiti da una camera a volume noto, nel quale un cinematismo fa transitare la portata di gas da espandere; pertanto, queste caratteristiche rendono tale macchina motrice adatta per applicazioni su piccola scala. Infine, gli espansori assiali sono le macchine

in grado di elaborare la maggior portata, fino oltre a 1 MSm<sup>3</sup>/h, con rapporti di espansione fino a 30 e rendimenti isoentropici superiori al 90%. Queste caratteristiche hanno permesso agli espansori assiali di affermarsi negli impianti turbogas.

Di seguito verranno trattate le due configurazioni impiantistiche esposte sommariamente in figura 17, differenziate per salto di pressione.

### 3.5.1 Monostadio ( $\beta_e \leq 5$ )

Nel caso di salti di pressione relativamente bassi, nel campo 4,5-5, è possibile adottare una configurazione impiantistica che vede un singolo espansore monostadio installato in parallelo alle linee di riduzione statica, come indicato in figura 19.

In riferimento al layout impiantistico in figura 20 se indichiamo con 1 le condizioni termodinamiche di arrivo del gas naturale dalla rete Snam ad AP e indichiamo con 3 le condizioni di uscita desiderate nella rete Italgas, qualora si volesse espandere il gas al fine della produzione di energia elettrica bisognerebbe preriscaldare il gas dallo stato 1 allo stato 2 (idealmente 2i). Se l'espansione in turbina fosse idealmente isoentropica (espansione 2i-3) la temperatura di fine preriscaldamento sarebbe maggiore delle condizioni reali, altresì si avrebbe nel contempo maggiore potenza meccanica estratta.



figura 19 – Layout impiantistico di un turboespansore monostadio installato in parallelo alla linea esistente di laminazione



figura 20 – Trasformazioni termodinamiche nel diagramma p-h del metano semplificato nel caso di espansione singola

Lo stato 2', avente la stessa entalpia del punto 3, è rappresentativo della temperatura di fine preriscaldamento che si avrebbe nel caso di espansione isoentalpica tramite laminazione statica. Il punto 2 rappresenta la temperatura di fine preriscaldamento reale, tipicamente nel range 50-85°C, mentre il punto 2i indica la temperatura del gas in ingresso al TE nel caso di espansione isoentropica. È chiaro

come maggiore è il salto di pressione che si desidera realizzare e maggiore è l'energia termica spesa per il preriscaldamento, in termini di kWh/kg. In questa configurazione, come si nota dalla figura 19, vi è solo uno scambiatore di calore prima del TE.

#### 3.5.2 Bistadio ( $\beta_e > 5$ )

Per salti di pressione tra la rete di monte e la rete di valle elevati, indicativamente maggiori di 5 è fortemente consigliato il layout impiantistico proposto nella figura 21, nella quale è possibile osservare l'installazione di due turbomacchine in serie, intervallate da due scambiatori di calore. Non è consigliabile installare un unico espansore nel caso in cui si avessero salti in turbina elevati in quanto sarebbe necessario preriscaldare il gas fino a circa 200°C nella misura in cui si desiderasse una temperatura di uscita del gas di 5°C, per un  $\beta_e$  di 10 e una pressione di ingresso di 50 bar. Pertanto, la limitazione è di tipo economico ed impiantistica in quanto per innalzare la temperatura del gas fino a 200°C si dovrebbe utilizzare del vapore surriscaldato e sarebbe inoltre necessario costruire una rete di distribuzione del calore dedicata, con conseguenti ingenti costi di gestione, costruzione e conduzione che non sarebbero giustificabili a seguito dell'energia elettrica estratta.

In riferimento a quanto enunciato, occorre limitare il salto in turbina, distribuendo il salto di pressione in più stadi e limitare al contempo la temperatura di fine preriscaldamento, per poter utilizzare acqua calda come fluido vettore per preriscaldare il gas.

Per distribuire in modo equo il salto di pressione tra le due turbine, in accordo con (7) è possibile considerare una pressione intermedia come:

$$\beta_{e_{AP}} = \beta_{e_{BP}} \to \frac{p_{in,AP}}{p_{inter}} = \frac{p_{inter}}{p_{out,BP}} \to p_{inter} = \sqrt{p_{in,AP} \cdot p_{out,BP}}$$
(7)



figura 21 - Layout impiantistico di un turboespansore bistadio installato in parallelo alla linea esistente di laminazione

Ad esempio, se la pressione in ingresso fosse di 50 bar e la pressione di uscita fosse di 5 bar ( $\beta_e = 10$ ) la pressione intermedia tra le due turbine sarebbe di  $p_{inter} = \sqrt{50 \text{ [bar]} \cdot 5 \text{ [bar]}} = 15,8 \text{ bar}$ . I due espansori avrebbero lo stesso rapporto di espansione pari a 5.



figura 22 - Trasformazioni termodinamiche nel diagramma p-h del metano semplificato nel caso di espansione doppia

In riferimento alla figura 22, se il gas arriva all'impianto in condizioni 1, la laminazione isoentalpica 2'-3' deve essere preceduta dal riscaldamento 1-2'. Volendo realizzare un'espansione 2-3 (teoricamente la trasformazione isoentropica 2i-3), al fine di ottenere energia meccanica, il riscaldamento richiedere una somministrazione di energia termica mediamente pari a  $0.1 \div 0.14 \text{ m}_{gas}^3/\text{kWh}_{prodotto}$ . Indicando con H l'entalpia del gas espresso in kWh/kg, l'espansione è in grado di recuperare, per ogni kg di massa di gas fluente nella macchina, una quantità di energia meccanica pari a H2-H3, consumando un'identica quantità di energia termica (a meno del rendimento delle apparecchiature di riscaldamento): infatti, l'energia precedentemente spesa per il pompaggio del gas e la frazione 1-2' del riscaldamento sono da considerare gratuite, in quanto sarebbero comunque necessarie. Il sistema, perciò, consente di convertire energia termica in energia meccanica od elettrica aggirando le laminazioni imposte dal secondo principio della termodinamica. Il rendimento della conversione, grazie al recupero dell'energia spesa a monte, è pari circa al doppio di quello delle macchine termiche o delle centrali termoelettriche convenzionali.

Dopo la prima espansione (2-3) il gas si trova alla pressione intermedia 3, per cui si deve ancora espandere fino allo stato 3, il quale rappresenta le condizioni di uscita desiderate e note, previo secondo preriscaldamento 3-4 interposto tra le due turbomacchine, come da figura 21.

#### 3.6 Classificazione delle stazioni di riduzione della pressione

Nel parco nazionale, sono disponibili dati monitorati dettagliati per la maggior parte dei PRS (Pressure Reduction Station – RE.MI.) della rete italiana di gasdotti, mentre vi sono poche informazioni per quelli installati nella rete di gasdotti regionale (es. consegna gas alle utenze domestiche). I distributori di gas non controllano il funzionamento di queste stazioni a causa del loro ruolo secondario nella rete di distribuzione. I dati sulla portata media annuale di gas naturale e sulla pressione di ingresso e uscita sono disponibili per un campione di circa 9000 stazioni di riduzione. La figura 23 mostra la distribuzione percentuale cumulata del numero di PRS italiani rispetto a: (a) la potenza disponibile media annua e (b) il valore del rapporto di espansione.



figura 23 - Distribuzione percentuale cumulativa del numero di stazioni di riduzione della pressione (PRS) in funzione della (a) potenza meccanica disponibile media annua e (b) del rapporto di pressione del gas naturale trattato

La figura 23 mostra che circa il 99% dei PRS fornirebbe una potenza disponibile media annua compresa tra 0 e 500 kW ed effettua una caduta di pressione con un rapporto di espansione compreso tra 1 e 20. Da notare che quasi il 75% dei PRS mostra una potenza disponibile inferiore a 10 kW. In particolare, le cabine di grossa taglia (1), hanno una potenza disponibile compresa tra i 250 kW e i 500 kW, il cui salto di pressione è tra 8 e 20. Le cabine di taglia media (2), presentano potenze tra i 50 kW e i 250 kW e sono caratterizzate da un rapporto di espansione compreso tra 3 e 8. Infine, le cabine di piccola (3) e piccolissima taglia (4), sono in grado di erogare potenze teoriche minori di 20 kW e dei prestano dei rapporti di espansione tra 1 e 3. Considerando il campione di 9000 PRSs e prendendo atto che il 99% di questi sono di taglia piccola, l'applicazione della turboespansione è poco realizzabile, in quanto i costi di O&M e i costi del gas naturale sono maggiori rispetto ai ricavi generati dalla vendita dell'energia elettrica in rete. A questo, va anche ricordato che l'applicazione della turboespansione è associata ad un sistema di preriscaldamento (p.e. tramite cogenerazione o pompe di calore ad alta temperatura) i cui costi capitali non sono trascurabili. Pertanto, da un punto di vista qualitativo, bisognerebbe considerare la turboespansione applicabile se il rapporto di espansione è maggiore di 3, o comunque sempre maggiore di 2 durante tutto l'anno, e se la potenza è di almeno 300 kW (senza considerare la potenza elettrica di un possibile sistema di preriscaldamento, si veda il CHP-MCI). In aggiunta, l'operabilità dell'impianto nei periodi estivi e la portata di gas transitante sono dei parametri di rilevo circa la fattibilità dell'impianto.

Tuttavia, la fanno da padrona le condizioni economiche dei mercati energetici, in particolare il prezzo di acquisto del gas naturale e il prezzo di vendita dell'energia elettrica.

# 4 Caso Studio – San Carlo Canavese (TO)

## 4.1 Descrizione dell'impianto

L'impianto di Prelievo Riduzione e Misura (IPRM) sito in San Carlo Canavese (TO), riceve il gas naturale dalla rete Snam ad alta pressione e ne riduce la pressione al fine di inviarlo alla distribuzione cittadina dalle condotte Italgas, previa odorizzazione e misurazione fiscale. Italgas Reti ha previsto l'installazione della suddetta cabina per alimentare una cartiera nelle vicinanze del comune di San Carlo Canavese; pertanto, ci si aspetterà un prelievo di gas anche nel periodo estivo, in cui la domanda di combustibile per il riscaldamento degli edifici è sensibilmente ridotto.

L'intervento è ubicato nel comune di San Carlo Canavese (TO), Loc. Cascina Chiariglione, in Strada della Ferraria, snc, catastalmente ricadente sul Foglio n° 22, Mappale 309 del comune di San Carlo Canavese (TO). La figura 24 mostra la zona di intervento della stazione; come si nota, all'interno del perimetro recintato è anche presente un modulo fotovoltaico per la produzione di energia elettrica per l'autoconsumo e la cessione in rete dell'esubero.



figura 24 – Ubicazione dell'impianto. In alto a sinistra, ortofoto della cittò di Torino con il segnaposto della stazione. In basso a sinistra città metropolitana di Torino, mosaicatoura PNG (scala 1:5000).

La cabina si trova all'interno di un'area di proprietà Italgas, completamente recintata. La Committente Italgas Reti intende realizzare un nuovo impianto di turboespansione presso l'esistente stazione di Prelievo Riduzione e Misura (IPRM) del gas nel comune di San Carlo Canavese (TO).

Italgas prevede di aumentare l'efficienza complessiva dei siti IPRM, dove il gas è riscaldato e poi fatto espandere in valvola per la distribuzione agli utenti. Attualmente la stazione di riduzione esistente prevede il preriscaldo del gas prima della espansione in valvola attraverso l'utilizzo di acqua calda prodotta dalla centrale termica con caldaie tradizionali.

La nuova installazione di unità di turboespansione opererà in parallelo all'unità IPRM esistente e consentirà di aumentare l'efficienza del sito mediante la produzione di energia elettrica, grazie al recupero di energia cinetica e potenziale del turboespansore.

Il preriscaldo del gas può essere realizzato mediante diverse tecnologie. La presente Tesi ha lo scopo di analizzare dal punto di vista energetico ed economico due diverse configurazioni impiantistiche, rispettivamente una pompa di calore elettrica o un cogeneratore di tipo MCI. Di conseguenza, nella prima configurazione, il preriscaldamento verrò realizzato mediante l'utilizzo di pompe di calore a compressione elettrica condensata ad aria che produrranno l'energia termica necessaria. In alternativa, in accordo con il secondo layout sarà possibile prevedere l'installazione di un cogeneratore di tipo MCI, il quale produrrà in maniera contestuale energia termica, che verrà utilizzata nel processo di espansione del gas naturale, ed energia elettrica che verrà ceduta alla rete, insieme a quella prodotta dal turboespansore.

L'assetto della nuova unità prevede che l'unità CHP o PdC fornisca l'acqua per il preriscaldo del gas che va al turboespansore, mentre le caldaie tradizionali siano dedicate alla RE.MI. esistente. È prevista la possibilità di alimentare il circuito acqua calda al turboespansore mediante il circuito acqua calda prodotta in Centrale Termica dalle caldaie nel caso di fuori servizio del cogeneratore o della pompa di calore.

Il risparmio energetico negli usi finali di energia conseguito attraverso questi tipi di interventi, volti all'incremento dell'efficienza energetica, dà inoltre diritto all'acquisizione di certificati bianchi, anche noti come "Titoli di Efficienza Energetica" (TEE), che sono negoziabili ed erogati in funzione del risparmio generato sulla borsa del GME.

Non è possibile considerare alcun contributo di costo per le emissioni di CO<sub>2</sub>, in quanto, sulla base della direttiva 2003/87/CE, non applicabile per impianti di potenza inferiore a 20 MW.

## 4.2 Dati dell'impianto attuale

#### 4.2.1 Dati ambientali

In tabella 3 sono riportati i dati cimatici e sismici del sito, rilevati tramite sopralluoghi, studi geologici o tramite le misurazioni delle stazioni metereologiche limitrofe.

Parametro	Valore	U.M.
T <sub>amb,max</sub>	30,8	С°
T <sub>amb,min</sub>	-8	°C
T <sub>amb,media</sub>	13,1	С°
$arphi_{invernale}$	80,0	%
$ \varphi_{estiva}$	60,0	%
Wvento,media	0,8	m/s (NE)
Classificazione sismica	Zona 3	_

tabella 3 – Dati climatici e sismici del si	to
---------------------------------------------	----

Per quanto concerne lo stato della zonizzazione acustica nell'area di progetto bisogna considerare che l'impianto si sviluppa completamente nel territorio comunale di San Carlo Canavese, seguendo in parte il confine con il Comune di Alpignano. Entrambi i Comuni hanno provveduto a classificare i loro territori come previsto dalla Legge 26 ottobre 1995, n. 447.

In particolare, l'area dell'impianto si trova in area classificata come indicato in tabella 4.

tabella 4 – Classificazione acustica di appartenenza valori limite immissione

Classa	<b>A m</b> oo	Limiti Leq dB(A)		
Classe	Area –	Notturni	Diurni	
III	Di tipo misto	50	60	

Italgas Reti ha fornito anche le portate orarie annuali transitanti all'interno dell'impianto, frutto delle misurazioni venturimetriche sul tronco di misura e odorizzazione collocato a valle del sistema di riduzione della pressione. Inoltre, per la progettazione e la scelta della taglia appropriata del turboespansore da installare sono state fornite le misurazioni orarie delle pressioni di ingresso e di uscita dalla cabina. I datasets sono corrispettivi di sei anni, rispettivamente dal 2015 al 2021. Questi dati sono fondamentali al fine di poter identificare il coefficiente di espansione in turbina ( $\beta_e$ ) il quale, come definito nel capitolo 3.5, è un parametro fondamentale per le prestazioni della macchina in condizioni di progetto e di fuori progetto. Per identificare la migliore configurazione dell'impianto, come definito in 3.5, il layout dell'impianto e la scelta di un turboespasore monostadio o bistadio è fortemente influenzato dalla portata elaborata dall'impianto e dal salto di pressioni tra monte e valle.

## 4.2.2 Dati del gas naturale

Specie	Media [% vol.]
Metano	99,689
Elio	0,001
Etano	0,060
Iso-Butano	0,011
Iso-Pentano	0,010
CO <sub>2</sub>	0,030
$N_2$	0,175
$H_2$	0,001
O <sub>2</sub> /Ar	0,001
Propano	0,011
Esano / Altri HC	0,011

tabella 5 – Composizione Gas Naturale (Italgas Reti)

Infine, in tabella 5 viene riportata la composizione del gas naturale, fornita da Italgas Reti.

Il potere calorifico inferiore del combustibile è di 33,839 MJ/Sm<sup>3</sup>, dato fornito Italgas Reti.

L'impianto analizzato in questo lavoro di Tesi è una stazione di servizio cittadina situata nel nord Italia, più precisamente a San Carlo Canavese (TO), il quale ha lo scopo di ridurre la pressione del gas naturale da 45–50 bar alla pressione di distribuzione di utenza di circa 13 bar. L'impianto è composto da un espansore di gas, un preriscaldatore, tre caldaie e un sistema di cogenerazione basato su un motore a combustione interna alimentato a gas naturale, come riportato in 4.3.1. Il calore recuperato dall'unità di cogenerazione viene utilizzato per preriscaldare il gas naturale prima della sua espansione. In alternativa al cogeneratore può essere installato un set di pompe di calore elettriche condensate ad aria, come descritto in 4.3.2, le quali sono in grado di recuperare il calore disperso al condensatore per il preriscaldamento del gas.

Di conseguenza, per avere un quadro di insieme sulle condizioni termodinamiche da simulare si riporta in figura 25 uno schema a blocchi con gli stati termodinamici di progetto a monte e a valle della cabina.



figura 25 – Schema a blocchi delle condizioni termodinamiche di progetto a monte e a valle della cabina di San Carlo Canavese

Il salto massimo di pressione registrato tra monte e valle è di 4,15 (come valore medio dei salti di pressione registrati nei dataframe ricevuti per gli anni 2015-2021) per cui la scelta ricade su un espansore monostadio, in accordo con quanto descritto nel capitolo 3.5.1.

In figura 26 viene riportato il layout impiantistico sulla linea di espansione. Le condizioni termodinamiche del gas naturale (NG) nei tre stati, ingresso nel preriscaldatore, ingresso in turbina e uscita dalla turbina, sono chiamate rispettivamente NG1, NG2, NG3, dove:

- NG1: condizioni di pressione e temperatura in arrivo dalla rete Snam di AP
- NG2: condizioni di pressione e temperatura dopo il preriscaldamento del gas
- NG3: condizioni di pressione e temperatura desiderate sulla linea Italgas Reti in BP

Gli elementi principali costituenti la nuova linea di turbogenerazione sono:

- 1. il preriscaldatore, denominato HE (Heat Exchanger) ovvero uno scambiatore a fascio tubiero a tubi e mantello di tipo acqua-gas, che ha lo scopo di preriscaldare il gas dalla condizione NG1 alla condizione NG2;
- 2. il turboespansore, TE (TurboExpander) che ha lo scopo di espandere il gas dalla condizione NG2, avente la medesima pressione di NG1 a meno delle cadute di pressione dell'HE, alla condizione nota NG3.



figura 26 - Layout del TE con il preriscaldamento (HE)

Le ipotesi di calcolo e quindi i valori orari degli stati termodinamici nelle sezioni NG1, NG2 e NG3 saranno riportate nei capitoli successivi, a seguito di un'oculata esamina circa le pressioni e le portate della RE.MI. in calce.

#### 4.2.3 Portate di gas transitanti nell'impianto

In autunno e in inverno, a causa dell'abbassamento della temperatura ambiente, il consumo di gas naturale aumenta fortemente, come mostrato nelle figure sottostanti. Nel periodo estivo, quando la temperatura ambiente aumenta, il consumo di gas naturale diminuisce notevolmente. Tali forti fluttuazioni della domanda hanno una ricaduta molto forte sui parametri di prestazione della macchina espansitrice e ciò comporta un complicato processo di selezione del turboespansore, che vede l'interazione di considerazioni termodinamiche, energetiche ed economiche. Per di più, la stagionalità della curva di carico non consente di mantenere un livello stabile di produzione di energia elettrica: se si scegliesse un espansore la cui portata nominale fosse prossima alla portata massima di gas naturale annuale (in autunno e in inverno), non sarà possibile produrre energia elettrica sufficiente durante il periodo estivo, poiché la portata di gas sarà necessariamente troppo inferiore, il che andrà a ridurre l'efficienza del dispositivo di espansione, di conseguenza quest'ultimo non sarà in grado di elaborare correttamente il flusso in ingresso ai carichi parziali. Inoltre, dimensionando la turbina per la portata massima erogabile, a causa delle notevoli fluttuazioni della portata, la macchina lavorerà per poche ore annue alla massima efficienza e, al contrario, opererà ai carichi parziali per un numero di ore notevolmente maggiore, riducendo di molto il rendimento isoentropico di espansione e generando poca potenza elettrica. D'altro canto, se si sottodimensionasse la macchina, si avrebbe la garanzia di lavorare per il maggior numero di ore annue alla massima efficienza, ma la potenza e quindi l'energia prodotta sarà molto bassa a causa dell'esigua portata in turbina.

Il principale fattore che influisce negativamente sull'economia dell'applicazione del turboespansore è la stagionalità dei consumi di gas naturale (minimi estivi e picchi invernali). Quando il flusso di gas si discosta in modo significativo dal flusso di gas nominale, al quale l'efficienza operativa dell'espansore è massima, la produzione di elettricità diminuisce drasticamente a causa della diminuzione

dell'efficienza dello stesso. Ciò influisce negativamente sulla sua efficienza economica, allungando così il periodo di ammortamento degli investimenti e riducendo i flussi di cassa. Una soluzione al problema di cui sopra sarebbe possibile se la rete di distribuzione operasse in un sistema ad anello. In questo caso, in estate, il flusso del gas potrebbe essere regolato e indirizzato alle stazioni PRS provviste di un espansore installato. In questo modo sarebbe possibile evitare la riduzione del flusso di gas al PRS nei mesi estivi e si farebbe lavorare l'impianto il più possibile con una portata pressoché costante durante tutto l'anno. La mancanza di irregolarità stagionali influirebbe positivamente sulla quantità di produzione di energia elettrica e quindi si migliorerebbe l'efficienza economica dell'applicazione.

Pertanto, la dimensione dell'espansore, qui identificata dalla portata massica ( $\dot{m}_{DP}$ ) al punto di progetto, dovrebbe essere selezionata per ciascun PRS in funzione dell'andamento annuale della portata massica del gas naturale, la quale risente fortemente della stagionalità dei consumi. Di seguito sono mostrati dei carpet plot degli anni 2015-2016-2017-2018-2019-2020-2021 frutto delle misurazioni venturimetriche sul tronco di misura fiscale delle portate di gas elaborate dall'impianto, nella condizione ex-ante. Sull'asse delle ascisse vi è l'ora del giorno, sulle ordinate i giorni dell'anno e la scala cromatica di riempimento del grafico identifica la magnitudo della portata in ingresso. Questa raffigurazione è molto comoda e utile per identificare gli outlier o le misurazioni statisticamente improbabili, ma anche per aver una visione d'insieme delle ore in cui si ha la punta massima di gas elaborato e la punta minima. Essendo la stazione PRS a servizio anche di una cartiera locale, verosimilmente il consumo di gas non sarà mai nullo, anche nei periodi estivi; pertanto, andranno eliminati i giorni in cui la portata di gas è pari a zero (identificato nel carpet plot con una linea blu). Anche gli eccessivi picchi di flusso e le irregolarità del flusso sono frutto di errori di misurazione e vanno identificati come outlier e trattati di conseguenza.



figura 27 – Carpet plot portata di GN, anno 2015



figura 28 – Portata oraria di GN, anno 2015



figura 29 - Carpet plot portata di GN, anno 2016



figura 30 - Portata oraria di GN, anno 2016



figura 31 - Carpet plot portata di GN, anno 2017



figura 32 - Portata oraria di GN, anno 2017



figura 33 - Carpet plot portata di GN, anno 2018



figura 34 - Portata oraria di GN, anno 2018



figura 35 - Carpet plot portata di GN, anno 2019



figura 36 - Portata oraria di GN, anno 2019



figura 37 - Carpet plot portata di GN, anno 2020



figura 38 Portata oraria di GN, anno 2020



figura 39 - Carpet plot portata di GN, anno 2021



figura 40 - Portata oraria di GN, anno 2021

Come si può osservare, gli anni 2017, 2018 e 2021 presentano delle misurazioni fallate, in quanto in alcuni giorni la portata di gas è nulla per un periodo di tempo molto esteso. Questo è poco credibile e statisticamente improbabile, in quanto la cartiera, secondo indicazione della committente Italgas Reti, presenta una domanda di gas almeno maggiore di 3000 Sm<sup>3</sup>/h anche nel periodo estivo, in quanto i processi industriali dell'azienda sono indipendenti dal riscaldamento ambiente e quindi dalla temperatura esterna. A seguito di questa indicazione, è stato possibile identificare il 2015 come l'anno archetipo per lo studio, in quanto presenta un numero di outlier nettamente inferiore rispetto agli anni successivi e quindi l'operazione di pulizia del dato, che sarà spiegata in seguito, sarà meno massiva ed invasiva sull'integrità dell'informazione originale.

Viene successivamente mostrata la serie storica della portata entrante suddivisa per mese dell'anno, al fine di identificare meglio l'andamento stagionale del combustibile elaborato. Come si osserva dalla figura 27, nei periodi invernali il flusso varia da un massimo di 28000  $\text{Sm}^3$ /h a un minimo di 2500  $\text{Sm}^3$ /h, mentre nel periodo estivo la portata massima è sempre inferiore ai 10000  $\text{Sm}^3$ /h. La figura 27 fa riferimento al dataframe del 2015, senza alcuna operazione di pulizia, come è possibile osservare nel mese di luglio, nel quale vi sono parecchie letture errate che vedono un flusso in ingresso inesistente.



figura 41 – Serie storiche originali della portata di gas entrante nella stazione, anno 2015

A questo punto è possibile proseguire con la pulizia dei dati. Per prima cosa, sono stati eliminati i valori nulli di portata. A seguito di questa prima ispezione, il dataframe si è ridotto dello 0,37%. Di seguito risulta necessario ripulire in modo ancora più raffinato il dato fornito, utilizzando un approccio supervisionato basato sull'esperienza del dominio e sulle informazioni recepite da Italgas. Per ogni mese dell'anno è stata creata una baseload, ovvero un consumo di gas di base minimo, calcolato come media mensile delle misurazioni orarie. A questo punto, per evitare di identificare come outlier tutti i valori sotto la media di baseload, è stato impostato un limite percentuale del valore precedentemente calcolato, al di sotto del quale la portata di gas viene riconosciuta statisticamente improbabile e, di conseguenza, viene taggata come outlier e quindi eliminata dai dati originali. Il limite percentuale selezionato è del 30%, scelto come trade-off tra una buona accuratezza del dato misurato e la minima perdita di informazioni possibili. Il valore percentuale non sarà univoco per tutti i dataframe di analisi, ma andrà altresì ponderato sulla base del risultato a valle del lavoro di pulizia ed ispezione. La tabella 6 riporta i valori medi di portata di gas su scala mensile e la portata percentuale calcolata come il 30% della portata media.

Mese	Portata media [Sm <sup>3</sup> /h]	Portata Baseload [Sm <sup>3</sup> /h]
Gen	15817	4745
Feb	16804	5041
Mar	12147	3644
Apr	6995	2098
Mag	5088	1526
Giu	5054	1516
Lug	7834	2350
Ago	7370	2211
Set	9447	2834
Ott	13067	3920
Nov	16752	5025
Dic	17849	5354

tabella 6 – Baseload della portata di GN, utilizzata per la pulizia dei dati

A seguito di questa seconda ispezione, gli outlier identificati sono pari a 694, il che si traduce in una perdita di dati pari al 3,96%. Il valore è accettabile, in quanto lo scopo dell'opera è il dimensionamento di massima del turboespansore, pertanto, il 3,96% di perdita di informazioni non risente in alcun modo la scelta del TE da installate. Inoltre, non avrebbe senso ricostruire gli andamenti delle portate nei giorni non registrati perché si rischierebbe di corrompere i dati.

I dati eliminati diventando missing values, ovvero valori mancanti da dover a sua volta elaborare e trattare in modo adeguato. A tal proposito, esistono diverse tecniche per correggere i valori mancanti come per esempio:

- 1. Metodo della costante locale: metodo che sostituisce i missing values con un valore calcolato localmente tramite una Lookup Table
- 2. Metodo della media mobile: metodo che sostituisce i missing values con una media dei valori di N misure precedenti.
- 3. Metodo dell'interpolazione lineare: metodo che sostituisce i missing values con una retta tra due punti
- 4. Metodo della costante globale: metodo che sostituisce i missing values con un valore medio nell'intero intervallo.

Se si osserva la figura 42 è possibile affermare che sarebbe molto sbagliato usare come metodo di correzione la costante globale, in quanto i missing values sono casuali in ore del giorno corrispondenti a prelievi molto diversi tra loro e si rischierebbe di corrompere il dataset. Anche il metodo della costante locale non è ottimale perché nei giorni in cui si ha una mancanza di dati per più di 4 ore consecutive, corrispondenti alle giornate in cui l'assorbimento era minore del 30% della baseload (tabella 6) si andrebbe a ricostruire dei profili di carico prendendo i valori medi del giorno della settimana e del mese dell'anno. Si è deciso di utilizzare il metodo dell'interpolazione lineare limitata ad un gap del buco di 2 ore. In questo modo il profilo non viene corrotto e mantiene la sua integrità reale (figura 42).

Il motivo per il quale i valori anomali e quindi i missing values si presentano prevalentemente nei periodi estivi risiede nell'accuratezza della misurazione venturimetrica. Lo strumento di misura presenta un range di funzionamento ottimale, al di fuori del quale è possibile che le misure siano errate o non verosimili. In particolare, per portate molto basse (dell'ordine dei 2000 Sm<sup>3</sup>/h) è possibile aspettarsi degli errori di lettura e delle inaccuratezze elevate, per cui bisogna porre particolare attenzione sui valori che vengono forniti dalla Committente.



figura 42 – Carpet plot portata GN a seguito della pulizia attraverso l'approccio della baseload mensile

La formula utilizzata per l'interpolazione lineare è la seguente:

$$\frac{\dot{V}_{GN,i} - \dot{V}_{GN,i-1}}{\dot{V}_{GN,i+1} - \dot{V}_{GN,i-1}} = \frac{t_i - t_{i-1}}{t_{i+1} - t_{i-1}} \tag{8}$$

Dove:

- $\dot{V}_{GN,i}$  = portata di gas incognita da interpolare al tempo i [Sm<sup>3</sup>/h]
- $\dot{V}_{GN,i-1}$  = portata di gas da interpolare al tempo i-1 [Sm<sup>3</sup>/h]
- $\dot{V}_{GN,i-1}$  = portata di gas da interpolare al tempo i+1 [Sm<sup>3</sup>/h]
- $t_i$  = istante di tempo i in cui si vuole interpolare la portata di gas incognita [h:m]
- $t_{i-1}$  = istante di tempo i-1 in cui si vuole interpolare la portata di gas nota [h:m]
- $t_{i+1}$  = istante di tempo i+1 in cui si vuole interpolare la portata di gas nota [h: m]



figura 43 – Carpet plot ripulito con il metodo dell'interpolazione lineare, anno 2015

La figura 43 mette in risalto, attraverso una linea orizzontale bianca, la giornata eliminata a seguito del pre-processamento dei dati, corrispondente ad un giorno collocato a circa metà del mese di luglio (cfr. figura 27). La giornata è stata eliminata in quanto, essendo priva di misurazione registrata, era inutile dal punto di vista energetico e, d'altronde, non è stata nemmeno interpolata linearmente in quanto il gap di valori mancanti era di 24 h, che è maggiore del limite imposto per l'interpolazione pari a 2 h. È anche interessante osservare come l'algoritmo non abbia rilevato alcuna anomalia in corrispondenza delle festività natalizie, in cui la domanda di GN è paragonabile ai mesi estivi. La spiegazione risiede nelle utenze servite dalla canina si San Carlo Canavese, la cartiera è una delle utenze allacciate, ma vi sono anche degli edifici e dei distretti adibiti ad uso abitativo i quali, per soddisfare il carico termico sensibile di riscaldamento invernale, devono approvvigionarsi all'allaccio di Italgas per il funzionamento delle possibili caldaie a gas o delle pompe di calore a metano installate.

In figura 44 si riporta l'andamento orario della portata di GN per l'anno 2015, mentre in tabella 7 viene riassunto un sommario statistico dei dati ripuliti, comprensivo di valore minimo e massimo registrato, valore medio, mediano e primo e terzo quartile.

Portata [Sm <sup>3</sup> /h]		
Min	1630	
1st Qu.	6840	
Median	9630	
Mean	11169	
3rd Qu.	15000	
Max	28410	

tabella 7 – Sommario statistico portata di gas naturale. Valori preprocessati



figura 44 – Portaria oraria di GN a seguito della pulizia dei dati, anno 2015



figura 45 – Serie storiche mensile di domanda di GN, a seguito della pulizia dei dati, anno 2015

La figura 45 riassume su scala mensile gli andamenti delle portate dell'impianto a seguito del preprocessing dei dati, della rimozione de valori statisticamente anomali e dell'interpolazione lineare elaborata sui missing values.

Un altro aspetto molto importante da considerare per il dimensionamento di massima del TE è la distribuzione in frequenza del flusso di gas. Esso è molto importante da valutare al fine di determinare l'occorrenza precisa del prelievo da rete. Come è possibile osservare dalla figura 46 la distribuzione non è normale, bensì multimodale. Nell'ambito dell'energetica degli edifici e dei processi industriali pesanti è molto difficile avere una distribuzione di domanda di gas gaussiana, questo perché ci sono diverse condizioni di carico e di utilizzo. Come è stato già definito all'inizio di questo capitolo, la stagionalità della domanda di gas nelle cabine rende molto difficile selezionare un TE che sia in grado di operare per il maggior numero di ore possibili annue e che, al contempo, riduca al minimo il tempo di ritorno dell'investimento semplice (SPB). I picchi che si osservano nella figura 46 identificano le tipologie o i modi di utilizzo la cabina PRS. In particolare: l'assorbimento più frequente è intorno ai 5000 Sm<sup>3</sup>/h,

proprio pari al carico di baseload annuale. Non è una sorpresa, perché anche di notte si ha un assorbimento minimo di gas dagli impianti ad alimentazione a gas, dalle abitazioni, dai componenti di emergenza e dalla produzione notturna, se presente, della cartiera. Successivamente, in corrispondenza di circa 7500 Sm<sup>3</sup>/h si ha un altro picco che identifica gli assorbimenti che si hanno nel ramp-up, nel ramp-down e nelle ore invernali di fuori operatività. Infine, in corrispondenza di circa 20000 Sm<sup>3</sup>/h si denota un ultimo picco corrispondente probabilmente al regime che si ha tra le 06:30 alle 09:00 e dalle 17:00 alle 21:00 (figura 43). Questo è un ulteriore verifica che la stazione serve utenze con profili di prelievo molto diversi tra loro e quindi la saltuarietà della domanda la fa da padrona.



figura 46 – Distribuzione in frequenza del flusso di gas

Infine, in figura 47 si riporta la cumulata mensile dei consumi in termini di MSm<sup>3</sup>/mese, al fine di determinare il teorico quantitativo di gas espandibile nel processo di espansione e quello realmente turbinabile, previa selezione della macchina. Dai dati rilevati, considerando la densità del gas naturale in condizioni standard pari a  $\rho_{GN} = 0,6804 \text{ kg/Sm}^3$ , il volume totale di gas espandibile è di 195,14 MSm<sup>3</sup>/yr, corrispondente ad una massa di 132771,61 ton/yr.



figura 47 – Volume di gas trattato dalla PRS di San Carlo Canavese, su scala aggregata mensile

La curva di durata annuale della portata di gas naturale è mostrata nella figura 48. Come si può delineare, l'impianto funziona per circa 8600 h/yr alla portata di 4000 Sm<sup>3</sup>/h mentre lavora alla portata massima, corrispondete a 28410 Sm<sup>3</sup>/h per solamente un'ora all'anno. L'andamento delle portate è rilevante per il dimensionamento della turbina, dacché un turboespansore lavora entro un range di portate ben definito, è altresi d'uopo valutare l'efficienza di conversione della macchina in funzione del carico e quindi della portata elaborata. Un buon dimensionamento vede il funzionamento della macchina almeno per 5000 h/yr, al fine di ammortizzare i costi ed ottenere un SPB più basso possibile. Come già indicato in precedenza, se si scegliesse un espansore con la portata nominale prossima alla portata massima di gas naturale annuale (in autunno e in inverno), non sarebbe possibile produrre energia elettrica sufficiente durante il periodo estivo, poiché la portata di gas sarà troppo basso e ciò ridurrà l'efficienza del dispositivo di espansione e quindi l'espansore non è in grado di elaborare il flusso in ingresso.



figura 48 - Curva durata della portata di gas naturale, anno 2015

In accordo con quanto descritto nel capitolo 3.5, per portate minori di 25000 Sm<sup>3</sup>/h hanno senso configurazioni con un solo turboespansore. Nonostante la portata ecceda i 25000 Sm<sup>3</sup>/h per alcune ore annue, non avrebbe senso installare due TE in parallelo perché si avrebbe una produzione di energia elettrica aggiuntiva per poche ore anno che non giustificherebbe l'extracosto delle macchine.

#### 4.2.4 Pressioni di esercizio dell'impianto

Un'altra informazione che è possibile reperire dalle misurazioni orarie fornite da Italgas sono le pressioni in ingresso e in uscita dalla cabina mediante lettura dei pressostati a monte e a valle della riduzione di pressione. La figura 49 mostra le pressioni in ingresso (in rosso) e in uscita (in blu) espressi in bar(a), nel dominio del tempo.



figura 49 – Pressioni in ingresso e in uscita (assolute) dall'impianto di San Carlo Canavese, anno 2015

La pressione di uscita deve essere mantenuta costantemente a 13 bar(a) tutto l'anno, allo scopo di inviare correttamente il gas all'utenza. La pressione in ingresso, in arrivo dalla rete Snam in alta pressione, presenta delle fluttuazioni da un minimo di 38 bar(a) ad un massimo di 54 bar(a). Come si denota dalla figura 50 la pressione in ingresso è minore quando la portata di gas entrante è massima e viceversa, questo perché nei periodi in cui si ha tanta richiesta di gas, come in inverno, la portata sarà la massima possibile e la pressione della linea diminuirà perché si depressurizzerà il gasdotto. Al contrario, nel periodo estivo, la richiesta sarà esigua per cui le condotte si troveranno alla massima pressione di esercizio della rete. La figura 50 (sinistra) mostra l'andamento, sotto la media annuale, delle pressioni nel periodo invernale (da ottobre ad aprile) e sopra la media nei mesi che vanno da aprile ad ottobre. A destra, si può evincere che queste fluttuazioni però si assestano intorno al valor medio di 44 bar(a), il quale sarà preso come valore di riferimento per la pressione di ingresso nel TE.

Inoltre, per questioni di sicurezza operativa del TE, a monte di quest'ultimo vi sarà una valvola taratrice della pressione in ingresso alla turbomacchina; pertanto, risulta giustificato prendere come valore di settaggio in ingresso del TE il valore annuo più frequente.



figura 50 – Pressioni in ingresso da rete Snam [bar(a)]. A sinistra, con linea tratteggiata rossa la pressione media e con linea continua rossa l'andamento delle pressioni. A destra, un density plot della pressione in ingresso.

L'andamento delle pressioni è il secondo parametro fondamentale per la stima della potenza elettrica erogabile durante l'espansione in turbina. Maggiore è il salto di pressione e maggiore sarà la potenza elettrica teorica, siccome la potenza di una turbina è legata al coefficiente di espansione  $\beta_e$  secondo l'equazione:

$$P_m = \eta_m \eta_{vol} \dot{m}_{GN} \eta_t c_p T_{in} \left[ 1 - \frac{1}{\beta_e^{\frac{k-1}{k}}} \right] = \eta_m \eta_{vol} \dot{m}_{GN} \Delta h \tag{9}$$

Dove:

- $\dot{m}_{GN}$  = portata di gas naturale [kg/s]
- $\eta_t$  = rendimento turbina [-]
- $c_p$  = capacità termica a pressione costante [kJ/kg/K]
- $T_{in}$  = temperatura in ingresso dal TE [K]
- $\beta_e$  = coefficiente di espansione [-]
- *k* = esponente isoentropico [-]

La tabella 8 riporta le pressioni in ingresso e in uscita massima, minima, mediana e media. Il coefficiente di espansione, calcolato mediante l'equazione 10, è particolarmente basso e varia da un minimo di 2,873 ad un massimo di 4,136 con un andamento medio intorno ai 3,4. Secondo quanto descritto nel paragrafo 3.5.1, per  $\beta_e < 5$  sono economicamente vantaggiosi soltanto espansori monostadio.

$$\beta_e = \frac{p_{in}[\text{bar}(a)]}{p_{out}[\text{bar}(a)]}$$
(10)

#	Pressione di ingresso [bar(a)]	Pressione di uscita [bar(a)]	$\beta_e$ [-]
Min	37,47	12,25	2,873
1st Qu.	43,32	13,12	3,283
Median	44,57	13,18	3,380
Mean	44,85	13,18	3,402
3rd Qu.	46,16	13,22	3,499
Max	54,36	13,45	4,136

tabella 8 – Sommario statistico delle pressioni in ingresso, in uscita e del salto di pressione

Analogamente per le pressioni di ingresso, nonostante le notevoli fluttuazioni temporali mostrate in figura 50, è ragionevole utilizzare una pressione di ingresso nel TE di 44,85 bar(a), come valore medio annuale, come da accordi con la Committente Italgas Reti. Sarebbe più accurato calcolare anche la reale condizione di ingresso nella macchina, considerando la caduta che si avrebbe nel preriscaldatore, nel seguente modo:

$$p_{in} = p_{grid} - \Delta p_{ph} \tag{11}$$

Dove:

- $p_{in}$  = pressione di ingresso nel TE [bar(a)]
- $p_{grid}$  = pressione della rete Snam [bar(a)]
- $\Delta p_{ph}$  = caduta di pressione dello scambiatore di calore usato per il preriscaldo [bar]

Tuttavia, le cadute di pressione del preriscaldatore sono state trascurate.

Per quel che riguarda la pressione di uscita, in accordo con quanto mostrato in figura 49 e in figura 51 è realistico scegliere come pressione del gas nella sezione di mandata alla rete Italgas il valore 13 bar(a).



figura 51 - Density plot delle pressioni di uscita dal TE

## 4.3 Configurazioni di impianto ex-post

Il presente capitolo verte ad analizzare e confrontare dal punto di vista dello schema di flusso due layout impiantistici proposti:

- 1. Cogeneratore di tipo MCI a gas naturale in accoppiamento con il turboespansore
- 2. Pompa di calore elettrica condensata ad aria in accoppiamento con il turboespansore.

La scelta progettuale dell'installazione di un CHP di tipo MCI o di una HP (pompa di calore) influisce sulla redditività dell'impianto e dunque l'ausilio di una delle due tecnologie è legato direttamente al calcolo del SPB.

Se si scegliesse di installare un impianto di cogenerazione esso, per sua natura, risulterebbe ben dimensionato se lavorasse almeno tra le 4000-6000 h/yr, ma bisognerebbe stare comunque attenti a non sottodimensionare troppo il CHP. Durante gli studi economici di un'unità di cogenerazione si cerca di massimizzare l'operatività, secondo il profilo più basso in termini di magnitudo tra il carico elettrico e quello termico. Il driver in questi casi è economico e non energetico non a caso, durante queste analisi, tutta l'energia termica non utilizzata viene considerata dispersa, mentre tutta l'energia elettrica in surplus viene immessa in rete e venduta al valore di circa 50<sup>1</sup> €/MWh<sub>el</sub>. Tuttavia, siccome si tratterebbe di un impianto di cogenerazione, si avrebbe la contestuale produzione di energia elettrica e termica, per cui sarebbe meglio sovradimensionare leggermente la taglia sul profilo di carico termico perché, se la potenza termica erogabile fosse maggiore, sarebbe maggiore anche l'energia elettrica la quale, al netto degli autoconsumi degli ausiliari della PRSs, sarebbe venduta in rete. Inoltre, il funzionamento di un cogeneratore dipende fortemente dal costo dell'energia elettrica per fasce di consumo. In alcuni momenti del giorno, in funzione delle fasce di consumo (F1, F2, F3) sarebbe più conveniente tenere spento il CHP perché si pagherebbe di più rispetto al costo di mancato acquisto dell'energia elettrica. In aggiunta, se il CHP fosse di tipo a MCI, l'indicatore più importante sarebbe l'efficienza elettrica  $(\eta_{el})$ . Il cogeneratore sarebbe inoltre fortemente consigliato qualora vi fosse un grande bisogno di energia termica, come nel caso in esame, ma bisognerebbe far attenzione di avere dei profili di carico piatti e non stagionali, per via della massima operatività annua dell'impianto.

Il CHP se è CAR (Cogenerazione ad Alto Rendimento) esso gode della defiscalizzazione del combustibile e dei TEE, chiamati anche certificati bianchi (CB), scambiali sulla borsa del GME al prezzo di  $260^2 \notin /MWh_{el}$ . I TEE in un cogeneratore non sono per niente trascurabili; infatti, hanno un peso di circa il 30% sul MOL. Per essere CAR, deve essere verificato che il *PES* sia maggiore del *PES*<sub>lim</sub> e che il rendimento globale sia maggiore del rendimento di soglia. Per far ciò, è necessario autoconsumare l'energia termica. Di conseguenza, se si scegliesse di sovradimensionare il CHP, da un lato si disperderebbe l'energia termica in esubero, facendo così diminuire il *PES* e quindi si perderebbero i TEE, dall'altro però si produrrebbe più energia elettrica.

La seconda soluzione per il preriscaldamento vede l'installazione di una pompa di calore a compressione elettrica condensata ad aria. In questo caso è possibile valutare l'energia elettrica necessaria alla compressione del fluido refrigerante (p.e. CO<sub>2</sub>) come da eq.ne (19). Anche in questo caso è possibile calcolare il risparmio in MWh che si avrebbe tra la situazione ex-ante avente le caldaie a gas come sistema di preriscaldamento e la situazione ex-post in cui si hanno le pompe di calore elettriche. Come nel caso del cogeneratore, anche le PdC godono dei TEE.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup><u>www.arera.it/it/elettricita/prezziminimi.htm</u>

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> <u>https://www.mercatoelettrico.org/It/Esiti/TEE/Tee.aspx</u>

#### 4.3.1 Turboespansore con cogeneratore

Ora risulta d'uopo analizzare anche il caso dell'utilizzo di un cogeneratore come sistema di preriscaldamento del gas. Le tecnologie esistenti di impianti incentivanti cogenerativi sono elencate di seguito:

- A) Impianto a ciclo combinato (CC)
- B) Turbine a vapore a contropressione (TV a recupero totale)
- C) Turbine a vapore a condensazione ed estrazione (TV a recupero parziale)
- D) Turbogas (TG)
- E) Motori a combustione interna (MCI)
- F) Microturbine a gas, motori a ciclo Stirling, motori a vapore, ORC ed altro.

La scelta dell'impianto cogenerativo da utilizzare riguarda diversi fattori, come il campo delle potenze elettriche generate, i costi di investimento e l'inerzia del sistema. La tabella 9 e la tabella 10 mettono in mostra le differenze tecnologiche delle diverse tipologie impiantistiche e il relativo range operativo.

	MCI	TG	micro-TG	TV	CC
P <sub>el,nom</sub> [MW]	0,1-10	3-100	0,03-2	5-100	25-200
$\eta_{el}$ [–]	0,45-0,45	0,30-0,40	0,25-0,30	0,07-0,25	0,40-0,50
$\eta_{th}$ [–]	0,75-0,85	0,75-0,80	0,70-0,75	0,80+ in estr.	0,80
I [€/kW <sub>el</sub> ]	800-1200	800-1200	1700-2500	750-1200	1000-1300
<i>0</i> & <i>M</i> [€/MWh <sub>el</sub> ]	10-20	5-10	15-25	<5	5-10
Durata tecn. [vr]	20	20	10	25+	20

tabella 9 - Differenze tecnologiche degli impianti cogenerativi

tabella 10 – Differen	ze tecnologiche di	i regolazione	degli impianti
55	0	0	0 1

Tecnologia	СНР	Emergenza	Baseload	Peak-Shaving
MCI	Х	Х	Х	Х
TG	Х	In parte	Х	In parte
micro-TG	Х	Х	Х	Х
TV	Х		Х	
CC	Х		Х	

Il caso in esame prevede un consumo di gas e quindi una produzione di energia elettrica e termica stagionale e irregolare; perciò, l'aspetto di regolazione dell'impianto e di producibilità a carico parziale sono le caratteristiche fondamentali nella suddetta applicazione. Per di più, le potenze in gioco sono relativamente basse, indicativamente nell'ordine di 300-500 kW; pertanto, vanno scartate già le tecnologie della tipologia A), B), C), D). Restano da esaminare le tecnologie ricadenti in E) e F) (in particolare le micro-TG): entrambi gli impianti sono in grado di operare in emergenza e in peak-shaving, ma va anche preso nel computo l'aspetto economico del sistema. Il motore a combustione interna è una tecnologia matura e consolidata, pertanto il costo di investimento, il quale si aggira intorno a 800 −  $1200 \notin/kW_{el}$ , è nettamente inferiore rispetto a quello di una microturbina a gas, la quale vede un avvento nell'industria relativamente recente. Alla luce di queste considerazioni, risulta più opportuno selezionare un CHP di tipo MCI.



figura 52 – Schema di flusso semplificato nel layout turboespansore e cogeneratore

La figura 52 rappresenta lo schema di flusso della cabina RE.MI. nella configurazione per la quale è presente il cogeneratore come tecnologia di produzione di potenza termica per il preriscaldamento del gas naturale sulla linea di turboespansione. Il gas in arrivo della rete Snam ad alta pressione viene suddiviso nelle seguenti condotte: una parte viene spillata nella linea di riduzione esistente e una parte viene inviata nella linea di turboespansione, in funzione della portata di arrivo da monte e dalle portate elaborabili dalla turbomacchina. Il tuboespansore è settato ad una particolare pressione e temperatura di valle, la quale è coincide con il punto di fine laminazione nella linea parallela riduttrice. A seguito dell'espansione, il gas viene misurato fiscalmente tramite un contatore ad ultrasuoni e poi viene odorizzato per motivi di sicurezza. A seguito di quest'ultima operazione, una porzione di gas a bassa pressione viene parzializzata: una parte viene inviata al gruppo caldaie in centrale termica e una parte viene inviata al cogeneratore per essere bruciato. La restante parte di gas viene infine inviato alle utenze alla pressione e alla temperatura desiderata.

Il circuito di acqua calda per il preriscaldamento è gestito da due sistemi: il primo è costituito dalle caldaie a gas, situate nell'apposita centrale termica dedicata, e il secondo è costituito dal cogeneratore, posizionato in una dedicato cabinato. Nella prima simulazione svolta, il cogeneratore lavora da un carico minimo del 50% fino al carico nominale, pertanto potrebbe accadere che, che in alcuni momenti dell'anno a causa della bassa domanda di gas e quindi della bassa portata in ingresso, il CHP rimanga inattivo. Siccome, il preriscaldamento deve essere garantito in ambedue le linee al fine di evitare la formazione di idrati, le caldaie dovranno garantire la potenza termica per il preriscaldamento anche nella linea di turboespansione qualora il CHP rimarrà spento. Per questo motivo, i circuiti dell'acqua calda dei due sistemi riduttrici sono stati progettati dipendenti, tramite la valvola a tre vie miscelatrice sulla linea di mandata dell'acqua calda del cogeneratore.

In questa configurazione, la linea di riduzione della pressione e il sistema ex-ante di preriscaldamento del gas sarà comunque sempre attivo nel caso di fuori servizio del CHP o del TE.

## 4.3.2 Turboespansore con pompa di calore elettrica



figura 53 - Schema di flusso semplificato nel layout turboespansore e pompa di calore elettrica

Nella configurazione proposta nella figura 53 si vede la sostituzione del cogeneratore con una pompa di calore elettrica. Il principio di funzionamento è il medesimo a quanto descritto in precedenza, l'unica differenza risiede nella linea di adduzione del gas, la quale è solo parzializzata in caldaia. Difatti, la pompa di calore elettrica non ha bisogno di gas naturale per il proprio funzionamento, bensì di elettricità, di conseguenza, il TE deve essere in grado di produrre sufficiente potenza elettrica da alimentare la compressione del refrigerante nella pompa di calore e da alimentare i servizi ausiliari. Qualora il TE non fosse in grado di erogare sufficiente energia elettrica da garantire l'alimentazione della PdC, tipicamente in estate, quest'ultima rimarrebbe spenta e le esistenti caldaie a gas dovrebbero erogare la potenza termica per il preriscaldamento sulla linea di riduzione della pressione esistente.

Analogamente al caso precedente, il circuito di acqua calda è gestito da una valvola a tre vie miscelatrice in modo da rendere dipendenti i circuiti e per evitare indesiderati fermi impianti per motivi di emergenza della pompa di calore, oppure per evitare condizioni termodinamiche del gas in mandata nella rete Italgas non conforme alle normative vigenti.

## 4.4 Caratteristiche di funzionamento del turboespansore

#### 4.4.1 Rendimento isoentropico di espansione ( $\eta_{is,DP} = 72\%$ )

A questo punto è possibile selezionare il TE più idoneo alle caratteristiche dell'impianto. Trattandosi di un progetto definitivo per Italgas non si hanno informazioni dai costruttori delle turbine circa le loro caratteristiche operative in quanto la Committente richiede solamente un bilancio di materia ed energia di massima; pertanto, in mancanza di data sheet si è deciso di utilizzare la portata media annuale come la portata di progetto della turbina, come da specifiche Italgas. La scelta della portata media come portata nominale dell'apparecchio è stata convalidata secondo il ragionamento esposto a seguiti di riunione di coordinamento con l'azienda di progettazione ingegneristica Saipem S.P.A.: considerata la necessità di garantire una portata costante, benché minima, ai fini della generazione di energia elettrica si ritiene commisurato con i reali prelievi un turboespansore in grado di elaborare una portata massima di gas naturale pari a 13000 Sm<sup>3</sup>/h (ca. 2,457 kg/s) corrispondente al picco in figura 46 in cui le ore annue di funzionamento sono pari a 3000 h/yr. Il picco registrato in figura 46 fa riferimento ad una domanda di gas media annuale che persiste prevalentemente nel periodo invernale in cui si ha una portata media che varia da 11000 Sm<sup>3</sup>/h (tabella 6).

Il turboespansore, in generale, è modulabile nel range di funzionamento di 20%-100% del carico, secondo un'opportuna curva di rendimento fornita dai costruttori dello stesso. Allo scopo di valutare le prestazioni energetiche del TE in diverse condizioni di lavoro, è necessario valutare le variazioni dell'efficienza isoentropica ai carichi parziali. Data la portata in massa in ingresso, si può valutare il corrispondente rendimento isoentropico di espansione. Questo andamento è stato ottenuto ridimensionando la curva sperimentale fornita da [33], utilizzando la portata massica del punto di progetto e l'efficienza isoentropica. Il turboespansore radiale, considerato di riferimento [33], aveva un sistema di controllo a geometria variabile e velocità di rotazione variabile e utilizzava il gas naturale come fluido di lavoro, il che presenta delle caratteristiche costruttive e di operazione simile al caso in esame. In prima approssimazione, i turboespansori radiali progettati nell'analisi hanno raggiunto la stessa efficienza del punto di progetto indipendentemente dalle loro dimensioni e si sono comportati allo stesso modo nelle operazioni a carico parziale (in relazione alla portata massica del punto di progetto). Ciò è coerente con la variazione relativamente modesta della dimensione dell'espansore e con il livello di dettaglio dell'analisi corrente. Il seguente andamento (figura 54) è stato anche confermato dal costruttore Turboden<sup>3</sup> il quale ha chiaramente indicato come i TE radiali abbiano un comportamento pressoché costante fino al 50% della portata in progetto per poi diminuire drasticamente quando il flusso scende sotto il 40% di  $\dot{m}_{DP}$ . Il motivo risiede negli ugelli regolabile, i quali indirizzano il fluido vettore nella misura in cui è possibile ottenere il massimo lavoro anche ai carichi parziali.

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> <u>https://www.turboden.com</u>



figura 54 – Curva adimensionalizzata del rendimento di espansione al variare del carico

In realtà, il valore del rendimento di espansione andrebbe valutato sperimentalmente, in funzione della portata elaborata e del salto di pressione in gioco, ma in assenza di ulteriori dati è ragionevole definire un rendimento isoentropico di espansione nelle condizioni di design pari al 72%, valore preso pari alla media del parco italiano per turbine delle taglie dei kW e confermato dall'azienda di progettazione Saipem. Per TE di taglia maggiore (> 1 MW), sarebbe più opportuno definire un rendimento nelle condizioni di progetto dell'85% in quanto le macchine diventano sempre più voluminose, performanti ed efficienti. In [28] viene definito il rendimento isoentropico di espansione nelle condizioni di progetto al valore 0,85, definendo i valori dei parametri prestazionali al punto di progetto in accordo con quelli normalmente adottati nella progettazione dei tipi di espansori nel report.

Come prima simulazione, si è considerato il valore di  $\eta_{is,DP} = 0,72$ . Successivamente, verrà svolta un'analisi di sensitività facendo diminuire il valore del rendimento nelle condizioni di design rispettivamente a 0,60 e 0,50. Utilizzando la curva adimensionalizzata in figura 54 è stato possibile definire i valori di rendimento ai carichi parziali, esposti in figura 55 e in tabella 11. Un buon espansore dovrebbe essere in grado di mantenere valori di efficienza il più simili possibile a quelli nel punto di progetto, almeno fino al 50% del carico: questa caratteristica è una richiesta fondamentale, in accordo con quanto considerato circa la stagionalità e le fluttuazioni delle portate riportate in figura 44.



figura 55 – Curva di rendimento con eta\_dp = 0,72

tabella 11 – Valori di rendimento al variare del carico, rendimento isoentropico in design 72%

Carico [%]	$\frac{\eta_{is}}{\eta_{is,DP}}$ [-]	η <sub>is</sub> [-]
100	1	0,7200
80	0,99	0,7128
60	0,98	0,7056
40	0,95	0,6840
30	0,92	0,6624
28	0,90	0,6480
26	0,86	0,6192
24	0,83	0,5976
22	0,77	0,5544
20	0,62	0,4464

Definito il range di portate percentuali elaborabili dal TE (tabella 11) e avendo ipotizzato pari a 13000 Sm<sup>3</sup>/h il valore di portata a carico 100% viene definito il campo di lavoro della macchina motrice, come da tabella 12.

tabella 12 – Valori di rendimento e di flusso elaborato per un TE con efficienza di design del 72%

Carico [%]	Portata [Sm <sup>3</sup> /h]	$\frac{\eta_{is}}{\eta_{is,DP}} \left[ - \right]$	η <sub>is</sub> [-]
100	13000	1	0,7200
80	10400	0,99	0,7128
60	7800	0,98	0,7056
40	5200	0,95	0,6840
30	3900	0,92	0,6624
28	3640	0,90	0,6480
26	3380	0,86	0,6192
24	3120	0,83	0,5976
22	2860	0,77	0,5544
20	2600	0,62	0,4464



figura 56 - Variazioni del rendimento di espansione nel periodo dell'anno

Da aprile fino a settembre, la domanda di gas scende notevolmente (ca. 50 punti percentuali, vedi figura 56), ma grazie alle buone performance desunte in figura 54, il rendimento della macchina presenta un decremento molto lieve fino al 50% del carico, variando dal 72% a circa il 66% (-8,33% rispetto alle condizioni di design). In tabella 13 viene riportata l'analisi statistica annuale dei rendimenti simulati (gli NA's presenti sono 19, a seguito della pulizia del dataframe).

tabella 13 - Sommario statistico del rendimento isoentropico

$\eta_{is}$ [–]	
Min	0,4615
1st Qu.	0,6948
Median	0,7107
Mean	0,7058
3rd Qu.	0,7200
Max	0,7200

In figura 57 viene ripresa la curva di durata annuale della portata di gas naturale, all'anno 2015 con i corrispondenti valori limite ( $\dot{V}_{max}$  e  $\dot{V}_{min}$ ) di flusso volumetrico elaborabile dalla turbomacchina, rispettivamente al carico 100% e 20% (tabella 12).


figura 57 – Campo di portate elaborabili dal TE

### 4.4.2 Logica di funzionamento del turboespansore

A questo punto bisogna introdurre una spiegazione sul funzionamento dinamico della turbina. La logica di funzionamento del TE è riassunta in figura 58, di seguito esposta: l'impianto di San Carlo Canavese vede in ingresso un flusso di gas naturale dalla rete Snam, nello schema definito come  $\dot{m}_{GN,grid}$ , il quale viene misurato dal misuratore ad ultrasuoni nella situazione ex-novo. Il misuratore comunica con il controllore del TE. Se il flusso in ingresso fosse maggiore della portata minima espandibile in turbina ( $\dot{m}_{TE,min}$ ) definita in tabella 12, il controllore farebbe azionare il TE, spillando una quota parte di gas. Se tale quantitativo misurato di gas fosse minore della portata massima espandibile in turbina ( $\dot{m}_{TE,max} = \dot{m}_{TE,nom}$ ) allora il gas verrebbe completamente inviato al TE il quale lavorerebbe ai carichi parziali secondo la caratteristica definita in tabella 12 e il vecchio sistema laminatore rimarrebbe inattivo. Al contrario, se la portata di progetto (coincidente con la massima portata) e il vecchio impianto tratterebbe la restante parte di flusso ( $\dot{m}_{valve} = \dot{m}_{GN,grid} - \dot{m}_{TE,max}$ ). Invece, se la portata di gas in ingresso all'impianto fosse minore del minimo espandibile in turbina ( $\dot{m}_{TE,min}$ ), allora il TE rimarrebbe spento per il basso coefficiente di conversione energetica e il sistema laminatore funzionerebbe come nella situazione ex-ante.



figura 58 – Strategia di controllo TE

Secondo quanto indicato nella logica di funzionamento sopra esposta e avendo note le caratteristiche di funzionamento in tabella 12 è possibile trovare le ore di funzionamento annuali al carico nominale, corrispondenti alla portata massima di 13000 Sm<sup>3</sup>/h e le ore di funzionamento alle condizioni operative minime, nelle quali la portata è di 2600 Sm<sup>3</sup>/h. Le ore di funzionamento sono riassunte in tabella 14.

tabella 14 – ore di funzionamento del TE in relazione alla curva di durata

Ore di funzionamento [h/yr]		
Carico 100%	Carico 20%	
2859	8726	

In riferimento alla logica esposta in figura 58, viene riportata la figura 59, nella quale viene mostrata la portata di GN espandile dal TE (in rosso), nel range  $\dot{V}_{max} = 13000 \text{ Sm}^3/\text{h}$  e  $\dot{V}_{min} = 2600 \text{ Sm}^3/\text{h}$  (in blu tratteggiato) e la portata transitante nell'esistente sistema laminatrice statico (in azzurro) al fine di chiudere il bilancio di massa del gas. In alcuni casi, nel periodo invernale, la portata di gas spillata nel TE risulta minore di quella laminata dalle valvole il che potrebbe essere un sinonimo di perdita di energia potenziale di pressione convertibile in energia, ma bisogna anche considerare altri aspetti energetici ed economici. In primo luogo, va considerato che il rendimento di espansione è molto impattante circa la potenza elettrica generabile. A tal proposito, maggiore sono il rendimento di espansione e la portata entrante e maggiore sarà la temperatura in ingresso in turbina, il che si traduce in una maggiore potenza termica necessaria al preriscaldamento. Per cui, va ponderato con attenzione fino a che livello è necessario spingersi con il preriscaldamento perché, nonostante l'energia termica sia meno preziosa di quella elettrica in termini exergetici ed economici (il costo dell'energia termica è circa un terzo di quella elettrica:  $C_{en,el} = 250 \notin /MWh_{el}, C_{GN} = 100 \notin /MWh^4$ ), si potrebbe arrivare ad una condizione per cui la spesa energetica per il preriscaldamento superi il beneficio che si avrebbe dall'autoproduzione di energia elettrica dall'espansione. Se come scelta progettuale si decidesse di installare delle PdC ad aria per soddisfare la  $Q_{th}$ , la spesa elettrica per la compressione del fluido refrigerante potrebbe essere maggiore di quella prodotta dal TE in alcuni periodi dell'anno, forzando così il sistema ad interrompere la produzione e a far partire il vecchio sistema riduttrice.

<sup>&</sup>lt;sup>4</sup> <u>https://www.mercatoelettrico.org/it/</u> (Aggiornato 15/apr/22)



figura 59 - Portate transitanti nel TE e nel sistema laminatore statico durante l'anno 2015

### 4.4.3 Temperature del gas

Nella situazione ex-ante il gas naturale dovrà essere riscaldato fino ad una temperatura tale da garantire, alla fine della laminazione isoentalpica, una temperatura del combustibile almeno di 5°C. Il circuito di acqua calda è gestito mediante caldaie a gas, per cui una parte di questo verrà inviato in centrale termica.

Lo schema impiantistico sulla linea riduttrice è riportato in figura 60.



figura 60 - Layout linea laminazione: valvola e preriscaldatore a flussi incrociati acqua-gas con fornitura della potenza termica in caldaia

Come ipotesi di progetto è stato scelto un rendimento in caldaia pari al 90%, al fine di determinare la potenza termica spesa in Centrale Termica. Inoltre, al fine di determinare la potenza termica massima da fornire al gas si considera il caso più gravoso che vede gli stati in ingresso e in uscita dalla cabina ambedue ad una temperatura di 5°C. In riferimento alla figura 60 le condizioni di progetto simulate sono riportare in tabella 15: le entalpie negli stati NG2 e NG3 sono coincidenti in quanto la laminazione è un processo isoentalpico, le pressioni tra gli stati NG1 e NG2 sono i medesimi in quanto vengono trascurate le cadute di pressione del preriscaldatore. Com'è possibile osservare dalle simulazioni svolte su FluiProp la temperatura che il gas deve avere prima della laminazione è di circa 20°C.

Proprietà termodinamiche GN				
Stato $T$ [°C] $p$ [bar(a)] $h$ [kJ/kg]				
NG1	5	44,85	-4746,00	
NG2 19,5 44,85 -4705,62				
NG3 5 13,00 -4705,62				

tabella 15 - Stati termodinamici in condizioni di progetto sulla linea di laminazione

In accordo con le condizioni di progetto desunte nella figura 25 è possibile calcolare la temperatura in ingresso al turboespansore nella situazione ex-novo, coincidente con la temperatura di uscita dal preriscaldatore nel modo seguente [23]:

$$T_{in} = \frac{T_{out}}{1 - \eta_{is} \left[ 1 - \left(\frac{p_{out}}{p_{in}}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$
(12)

Dove:

- $T_{in}$  = temperatura di ingresso nel turboespansore, coincidente con la temperatura del gas dopo il preriscaldamento [K]
- $T_{out}$  = temperatura di uscita dal turboespansore, coincidente con l'immissione in rete [K]
- $\eta_{is}$  = rendimento isoentropico di espansione [-]
- $p_{out}$  = pressione di uscita dall'espansore [bar(a)]
- $p_{in}$  = pressione di ingresso all'espansore [bar(a)]
- *k* = esponente isoentropico [-]

L'equazione (14) mette in mostra quanto segue: maggiore è il rendimento di espansione e maggiore sarà la temperatura di uscita dal preriscaldamento. Anche il coefficiente di espansione, secondo l'eq.ne (10), influisce sulla temperatura  $T_{in}$ , in particolare, maggiore è il parametro  $\beta_e$  e maggiore sarà  $T_{in}$ . Pertanto, nelle condizioni di progetto più sfavorevoli è necessario ipotizzare un valore di  $\eta_{is}$  che sia il massimo raggiungibile tecnicamente dalla macchina e il salto di pressione massimo ( $\beta_e$ ).

Dunque, la temperatura di uscita dall'espansore ( $T_{out}$ ) è imposta per legge pari a 5°C (valore minimo), il coefficiente k può essere preso pari a 1,3, il rendimento di espansione massimo per TE di taglia di kW è del 72% e il parametro  $\beta_e$ , in riferimento al valore di pressione massima registrata in tabella 8, può essere delineato attorno al valore di 4,136, trascurando la caduta di pressione che si avrebbe nello scambiatore di calore di preriscaldamento. Pertanto, la temperatura di preriscaldo massima possibile sarà dell'ordine di:

$$T_{in} = \frac{5^{\circ}\text{C} + 273,15}{1 - 0,72 \left[1 - \left(\frac{1}{4,136}\right)^{\frac{1,31-1}{1,31}}\right]} - 273,15 = 76,9^{\circ}\text{C}$$

Considerando invece le condizioni più favorevoli, viene preso come valore di pressione di ingresso la minima pressione della rete Snam (tabella 8), di conseguenza si ottiene  $\beta_e = 2,873$ , trascurando  $\Delta p_{preheater}$ . Il rendimento di espansione minimo da tabella 11 è di 0,62 e quindi una possibile temperatura minima di ingresso nel preriscaldamento sarà:

$$T_{in} = \frac{5^{\circ}\text{C} + 273,15}{1 - 0,62 \left[1 - \left(\frac{1}{2,873}\right)^{\frac{1,31-1}{1,31}}\right]} - 273,15 = 49,2^{\circ}\text{C}$$

Pertanto, in linea generale, le temperature del gas nelle condizioni di lavoro della turbomacchina, varieranno da un minimo di 50°C ad un massimo di circa 75°C.

La temperatura del gas in arrivo dalla rete Snam non è mai a 5°C, bensì ad una temperatura maggiore, così come definito dalla formula (equazione 13) reperita nell'articolo [34]. Considerando una profondità media delle tubazioni di 3 m, la temperatura del gas da preriscaldare in arrivo dalla rete Snam (ad alta pressione) è possibile calcolarla come:

$$T_{NG1} = 0,0084 \cdot T_{amb}^2 + 0,3182 \cdot T_{amb} + 11,403 \tag{13}$$

Dove:

- $T_{NG1}$  = temperatura del gas in arrivo da rete Snam [°C]
- $T_{amb}$  = temperatura dell'aria ambiente [°C]

Tuttavia, nelle condizioni di progetto, in maniera cautelativa, viene considerata la temperatura  $T_{NG1} = 5^{\circ}$ C costante, in tal modo il preriscaldatore risulterà sovradimensionato e sarà in grado di garantire la potenza termica anche nelle condizioni peggiori di funzionamento (periodo invernale).

A scopo illustrativo, in figura 61 vengono mostrate le trasformazioni termodinamiche che subisce il GN, nelle condizioni di vapore surriscaldato, nelle ipotesi di: considerare la temperatura del combustibile in arrivo dalla rete Snam (ad alta pressione) costante pari a 5°C, considerare la temperatura in uscita di 5°C costante, settare la pressione di ingresso a 44,85 bar(a) e la pressione di uscita a 13 bar(a). L'unico parametro che varierebbe sarebbe la temperatura del gas in uscita dal preriscaldo, la quale dipende dal rendimento della turbomacchina e quindi dalla portata transitante in turbina. Nel periodo invernale, quando la richiesta di GN per usi industriali e civili è elevata, la portata espansa sarà la massima possibile, per cui la potenza termica di preriscaldo sarà massima e la temperatura di uscita del gas, al fine di garantire le condizioni di valle imposte dalla rete, sarà la più alta raggiungibile. Al contrario, nel periodo estivo, quando la portata elaborata sarà la minima turbinabile dall'impianto a causa della bassa domanda, il rendimento di espansione subirà un grosso calo in termini prestazionali abbassando così il valore della temperatura necessaria al preriscaldo.

A questo punto, in condizioni di progetto è possibile definire delle condizioni di massima per le quali il TE e il sistema di preriscaldo siano in grado di soddisfare correttamente la domanda di gas all'utenza. Di conseguenza, un valore indicativo della temperatura  $T_{NG2}$  è stata scelta pari a 71°C, frutto di simulazioni condotte con il software Aspen Plus<sup>5</sup>.

<sup>&</sup>lt;sup>5</sup> <u>https://www.aspentech.com/en/products/engineering/aspen-plus</u>



figura 61 – Diagramma p-h del metano puro. Trasformazioni termodinamiche GN linea turboespansione, condizoni di ingresso (44,85 bara, 5°C), condizioni di uscita (13 bara, 5°C) e rendimento isoentropico di espansione nominale 72%

### Gli stati termodinamici nelle condizioni di progetto sono riassunti in tabella 16 e in figura 61.

Proprietà termodinamiche GN				
Stato	<i>T</i> [°C]	p [bar(a)]	h [kJ/kg]	
NG1	5	44,85	-4746,00	Costante
NG2	71	44,85	-4576,55	$f(\eta_{is}, p_{NG1}, p_{NG3}, T_{NG3})$
NG3	5	13,00	-4705,62	Costante

tabella 16 - Proprietà termodinamiche GN nelle condizioni di progetto

In termini di salto entalpico, il rendimento isoentropico di espansione è esprimibile come:

$$\eta_{is} = \frac{h_{NG2} - h_{NG3}}{h_{NG2} - h_{NG3,is}} \tag{14}$$

Dove:

- \_
- $h_{NG2}$  = entalpia in ingresso al TE [kJ/kg]  $h_{NG3}$  = entalpia in uscita reale dal TE [kJ/kg] -
- $h_{NG3,is}$  = entalpia in uscita ideale (isoentropica) dal TE [kJ/kg] \_

Da cui è possibile ricavare le condizioni teoriche di uscita, nell'ipotesi che  $\eta_{is} = 0,72$ .

$$h_{NG3,is} = h_{NG2} - \frac{(h_{NG2} - h_{NG3})}{\eta_{is}}$$

$$h_{NG3,is} = -4576,55 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right] - \frac{\left(-4576,55 + 4705,62 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]\right)}{0,72} = -4755,81 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

### 4.4.4 Potenza elettrica netta prodotta

La potenza elettrica erogabile dalla turbomacchina è possibile valutarla in funzione dell'equazione (15):

$$P_{el,TE} = \left(\eta_{gen} \cdot \eta_{inv}\right) (\eta_{vol} \cdot \eta_m) \dot{m}_{GN} w_i \tag{15}$$

Dove:

- $\eta_{gen} \in \eta_{inv}$  sono le efficienze del generatore e dell'inverter [-]
- $\eta_{vol} \in \eta_m$  sono le efficienze volumetriche e meccaniche [-]
- $\dot{m}_{GN}$  è la portata in massa di gas naturale [kg/s]
- $w_i$  è il lavoro specifico [kJ/kg]

In questa analisi, le efficienze del generatore e dell'inverter sono state prese costanti pari ai valori utilizzati in letteratura ( $\eta_{gen} = 0.96$  e  $\eta_{inv} = 0.96$ ). Le efficienze volumetriche e meccaniche della macchina deve essere fornita dal costruttore oppure può essere valutata sperimentalmente tramite l'equazione (16):

$$(\eta_{vol} \cdot \eta_m) = \frac{P_{el,TE}}{(\eta_{gen} \cdot \eta_{inv}) \dot{m}_{GN} w_i}$$
(16)

Tuttavia, in questa analisi sono state considerate unitarie. Per valutare il lavoro interno di espansione bisogna calcolare il salto di temperatura nello stadio, calcolato mediante (17):

$$w_{i} = h_{in} - h_{out} = h_{in}(p_{in}, T_{in}) - h_{out}(p_{out}, T_{out})$$
(17)

Successivamente, avendo nota la portata per ogni ora del giorno, lo schema di funzionamento in figura 58, le variabili termodinamiche per ogni condizione di funzionamento e la curva di rendimento della turbomacchina, si può procedere al calcolo della potenza elettrica del TE, come esposto nell'equazione (15). Il grafico nel dominio del tempo in figura 62 mostra la potenza prodotta, in termini di  $kW_e$ , per ogni ora del giorno dell'anno 2015.

Le entalpie specifiche del gas sono state valutate mediante simulazioni con il software Aspen Plus, in alternativa, è possibile anche calcolare mediante l'Add in di Excel FludiProp.



figura 62 – Potenza elettrica prodotta dal TE, anno 2015, rendimento espansione nominale 72%

Come è possibile osservare dal sommario statistico in tabella 17, la potenza massima si aggira intorno ai 290 kW<sub>e</sub>, mentre la potenza minima è intorno ai 35 kW<sub>e</sub> per pochissime ore all'anno. Tipicamente, la potenza elettrica erogata più probabile del TE (figura 63) è di 290 kW<sub>e</sub>. Questa è un'ulteriore verifica che il dimensionamento del TE sia corretto, in quanto esso lavorerà per la maggior parte del tempo nell'intorno del carico nominale. Il 25% della potenza annua è minore di 140 kW<sub>e</sub>, il 50% della potenza erogata sarà inferiore a 210 kW<sub>e</sub>, mentre sotto il 75% dei casi la potenza erogata sarà sicuramente pari o inferiore a quella nominale. Pertanto, dal terzo quartile in poi si avrà la potenza massima, coincidente con quella nominale.

$P_{el}$ [kW <sub>e</sub> ]		
Min	35,11	
1st Qu.	139,90	
Median	213,28	
Mean	210,36	
3rd Qu.	292,26	
Max	292,26	

tabella 17 – Sommario statistico potenza elettrica prodotta dal TE



figura 63 – Density della potenza elettrica erogabile dal TE

La curva di durata annuale della potenza elettrica erogata dal TE è rappresentata in figura 64. Come esposto in tabella 14, le ore di funzionamento a carico nominale sono di 2859 h/yr. Calcolando l'area sottesa alla curva è possibile trovare l'energia annua prodotta, al lordo degli assorbimenti degli ausiliari e dell'elettricità per il gruppo a compressione di una eventuale PdC ad aria. L'energia lorda prodotta dall'unita di turboespansione è di 1,83 GWh<sub>el</sub>/yr. (1.835.681 kWh<sub>el</sub>/yr)



figura 64 – Curva di durata annuale della potenza elettrica erogata dal TE

La figura 65 è rappresentativa del carpet plot della potenza elettrica generata dalla macchina. Dal confronto con la figura 63, sono chiaramente visibili i tre modi di funzionamento della cabina: un primo modo è a 110 kW<sub>e</sub>, il quale è rappresentativo dei prelievi nel periodo estivo, un secondo modo si aggira intorno a 180 kW<sub>e</sub>, rappresentativo del ramp up e ramp down nel periodo invernale e della domanda pressoché piatta nel mese di luglio e dei mesi di settembre-ottobre. Infine, si delinea molto bene la potenza nominale del TE, sui 290 kW<sub>e</sub>, rappresentativo del funzionamento a regime da ottobre ad aprile.



figura 65 – Carpet plot potenza elettrica generata dal TE

Per dovere di precisione, sono state ricondotte le simulazioni impostando il salto di pressione tra monte e valle realmente misurato, come da figura 49. Le pressioni, pertanto, non fanno riferimento alle condizioni medie annuali, bensì a quelle misurate dal contatore venturimetrico. L'energia elettrica a consuntivo simulata è di 1,90 GWh<sub>el</sub>/yr (1.896.133 kWh<sub>el</sub>/yr), differendo dalla simulazione precedente del 3,83%. Questa è la controprova che ipotizzare costanti le pressioni di monte e di valle del TE è un'ipotesi appropriata che non influisce in modo particolarmente ingente sull'energia elettrica prodotta annua. Per di più, sarà sempre presente una valvola di taratura e di sicurezza in ingresso al gruppo di turboespansione, laminando il gas fino alla pressione operativa, la quale in via del tutto indicativa può essere ipotizzata pari alla pressione media annuale: 44,85 bara.

In tabella 18 viene riassunta l'energia elettrica annua nel caso in cui la pressione in ingresso alla turbomacchina sia di 44,85 bar(a) e la pressione di uscita di 13 bar(a) con un rendimento isoentropico di espansione del 72%. I valori di pressione nelle sezioni di ingresso e di uscita dalla cabina RE.MI. sono state mantenute costanti, in accordo con gli andamenti in figura 49. La temperatura di uscita dal TE è mantenuta costante al valore minimo di 5°C, mentre la temperatura di ingresso è variabile in funzione di  $\eta_{is}$ ,  $p_{in}$ ,  $p_{out}$ ,  $T_{out}$ .

tabella 18 -Energia elettrica prodotta dal turboespansore nel caso delle condizioni di ingresso (p = 44,85 bara cost., T variabile) e di uscita (p = 13 bara cost.,  $T = 5^{\circ}$ C) e rendimento di espansione nominale del 72%

Energia elettrica prodotta da TE ( $\eta_{is,DP} = 72\%$ ) [GWh/yr]

1,836

### 4.4.5 Potenza termica di preriscaldamento

A questo punto, avendo note gli stati termodinamici di ingresso e di uscita, è possibile calcolare la potenza termica netta al preriscaldamento del gas sulla linea di espansione come da equazione seguente:

.

$$Q_{th} = \frac{\dot{m}_{GN} \Delta h_{ph}}{\eta_{ph}} = \frac{\dot{m}_{GN} (h_{NG1} - h_{NG2})}{\eta_{ph}}$$
(18)  
$$\Delta h_{ph} = h_{NG2} (p_{NG2}, T_{NG2}) - h_{NG1} (p_{NG1}, T_{NG1})$$

Dove:

- $\dot{m}_{GN}$  = portata in massa di gas naturale [kg/s]
- $\eta_{ph}$  = efficienza di scambio termico dello scambiatore di calore tubi-mantello [-]

. .

- $\Delta h_{ph}$  = salto entalpico tra l'ingresso e l'uscita nel preriscaldatore, lato gas [kJ/kg]
- $Q_{th}$  = potenza termica necessaria al preriscaldamento [kW]

L'efficienza di scambio termico è stata impostata pari a 0,9 pari al valore medio degli scambiatori a tubi e mantello disponibili sul mercato. La taglia dello scambiatore sarà funzione, pertanto, dell'efficienza dello stesso e del salto entalpico che deve subire il gas al fine di ottenere in ingresso in turbina le corrette condizioni di espansione. La figura 66 mette in contrasto la potenza elettrica generata dal TE su scala annuale e la potenza termica da fornire al gas per il preriscaldamento sulla linea di espansione.



figura 66 – Potenza elettrica prodotta dal gruppo TE e potenza termica necessaria al preriscaldamento del gas



figura 67 – Curva di durata della potenza termica

La figura 67 raffigura la curva di durata della potenza termica del preriscaldamento pre-espansione, mentre in figura 68 si ha un confronto delle curve di durata, rispettivamente della potenza elettrica (in rosso) e termica (in blu) sulla linea di turboespansione.

L'energia termica totale da fornire al gas è di 2,92 GWh<sub>th</sub>/ yr (2.916.489 kWh<sub>th</sub>/ yr), come si evince in tabella 19. In condizioni di progetto le potenze termiche ed elettriche sono rispettivamente di  $Q_{th} = 462,60 \text{ kW}_{th}$  e di  $P_{el,TE} = 292,26 \text{ kW}_{el}$ .

tabella 19 - Energia termica annuale per il preriscaldamenot del gas sulla linea di turboespansione



In figura 68 si riportano le curve di durata della potenza termica (in blu) che deve essere fornita al gas naturale sulla linea di turboespansione e della potenza elettrica generata dalla stessa. Integrando le curve nel dominio del tempo è possibile trovare le energie a consuntivo annue (tabella 20).



figura 68 – Confronto tra curva di durata della potenza termica (in blu) e della potenza elettrica (in rosso)

tabella 20 - Confronto tra energia elettrica e termica sulla linea di turboespansione

Energia elettrica prodotta da TE	Energia termica necessaria per
( $\eta_{is,DP} = 72\%$ ) [GWh/yr]	TE ( $\eta_{ph} = 90\%$ ) [GWh/yr]
1,836	2,916

Sotto una prima occhiata, essendo l'energia termica necessaria maggiore di quella elettrica prodotta (ca. 1,6 volte) sembrerebbe sconveniente installare il gruppo di espansione, ma va comunque ricordato che, qualora si utilizzasse un cogeneratore al fine di produrre l'acqua calda per il preriscaldamento, il prezzo del gas naturale è circa un terzo di quello dell'energia elettrica<sup>6</sup>. Qualora invece si scegliesse di utilizzare delle pompe di calore elettriche condensate ad aria, il calore a bassa temperatura della sorgente termica (in questo caso aria), farebbe aumentare il COP della macchina, riducendo il consumo di energia elettrica necessaria alla compressione del refrigerante, in modo da avere un bilancio di energia elettrica netta positiva. Non a caso, il consumo energetico nelle due tipologie impiantistiche è calcolabile mediante le equazioni (19)-(20):

$$P_{el,PdC} = \frac{Q_{th}}{COP} \tag{19}$$

$$P_{fuel,CHP} = \frac{Q_{th}}{\eta_{th}} \tag{20}$$

Dove:

- $Q_{th}$  = potenza termica di preriscaldamento [-]
- $P_{el,PdC}$  = assorbimento elettrico della pompa di calore per la compressione del refrigerante [kW]
- *COP* = coefficiente di performance [-]
- $P_{fuel,CHP}$  = energia del combustibile in ingresso al cogeneratore [kW]
- $\eta_{th}$  = rendimento termico cogeneratore [-]

<sup>&</sup>lt;sup>6</sup> <u>https://www.mercatoelettrico.org/it/</u> (Aggiornato 15/apr/22)

In accordo con la logica di funzionamento esposta in figura 58 il combustibile in arrivo dalla rete Snam deve essere decompresso fino a 13 bar(a) sulla linea ex-ante di riduzione nel caso in cui la portata sia fuori dal range di operabilità del turboespansione, come si osserva in figura 58. In questa analisi sono conteggiate le portate di gas bruciate in caldaia qualora il sistema di preriscaldamento nella linea ex-novo (CHP o PdC) non funzioni, come descritto nel capitolo 4.4.2.

Nel layout della rete nella configurazione ex-ante, riportato in figura 69 si notano le seguenti sezioni:

- Ingresso dalla rete Snam ad alta pressione
- Sezione filtrante
- Preriscaldamento mediante scambiatori di calore acqua-gas
- Monitor regolante
- Valvole laminatrici
- Odorizzazione
- Misura fiscale
- Centrale Termica con caldaie a gas per la produzione di acqua calda per il preriscaldamento del gas naturale.



figura 69 - Layout schema impiantistico nella configurazione ex-ante

In questa configurazione, facendo sempre fede al 2015 come anno di analisi, viene calcolata la potenza termica da fornire al gas naturale (eq.ne 18) in modo da poter confrontare la spese energetica pre e postintervento di riqualificazione della cabina IPRM.

La curva di durata della potenza termica è riportata in figura 70.



figura 70 - Curva durata potenza termica nella configurazione ex-ante, con le caldaie a gas

Integrando la curva sulle ore annue di funzionamento è possibile stimare l'energia termica che le caldaie dovranno fornire ai preriscaldatori, come riassunto in tabella 21.

tabella 21 - Energia termica per il preriscaldamento, nella configurazione ex-ante

Energia termica necessaria per la laminazione [GWh/yr]

1,369

# 5 CASO A: Turboespansore con pompa di calore

# 5.1 Layout dell'impianto



figura 71 - Layout impiantistico dettagliato nel caso PDC-TE

L'impianto proposto in figura 71 è rappresentativo del layout impiantistico proposto nella configurazione pompa di calore elettrica. Vi son tre sezioni principali:

- 1. Locale riduzione tramite laminazione
- 2. Locale Caldaie in Centrale Termica
- 3. Locale turboespansore con pompa di calore elettrica

Partendo dal circuito del gas naturale, in verde, è possibile suddividere la rete in alta pressione (AP) e in media pressione (MP), rispettivamente la rete sarà ad alta pressione fino all'ingresso della sezione laminatrice e all'ingresso del turboespansore. Al contrario, la rete sarà in media pressione a valle del turbogruppo di espansione e a valle delle valvole di laminazione. Il gas in uscita in media pressione e a bassa temperatura viene inviato nella sezione di misura fiscale e di odorizzazione, al seguito del quale verrà suddivido in due circuiti: il primo andrà alla rete di distribuzione delle utenze, mentre il secondo andrà ad alimentare le caldaie da 400 kW e quella di back-up da 270 kW in Centrale Termica.

Il circuito ad acqua calda, in rosso la linea di mandata e in blu la linea del ritorno, è suddiviso in due maglie principali: le caldaie alimenteranno i tre scambiatori di calore nel locale di laminazione esistente, mentre la pompa di calore elettrica alimenterà il preriscaldatore posto a monte del TE. La pompa di calore, qui definita per semplicità esplicativa e di layout come una macchina monoblocco, è provvista di quattro sezioni.

Per gestire la continuità del servizio è stata predisposta una valvola a tre vie che collega la tubazione dell'acqua calda in caldaia e la tubazione dell'acqua calda dalla pompa di calore. Non è stata installata una coppia di collettori di mandata e ritorno dell'acqua calda in quanto l'alimentazione degli scambiatori delle linee ex-ante ed ex-post perché i livelli termici sono differenti, rispettivamente a 20°C e a 75°C. Per gestire i diversi livelli termici, in virtù del fatto che la PdC può essere fuori servizio, le tre caldaie sono ampiamente sufficienti a garantire il preriscaldamento sia per la laminazione statica che per la turboespansione. Per questioni grafiche, le tre linee di mandata e ritorno dell'AC sono state rappresentate unifilarmente. Nella realtà una caldaia è in grado di garantire la potenza per il preriscaldamento, per cui l'altra o quella di backup può funzionare nella linea ex-post in caso di inattività della pompa di calore.

Il gruppo pompa di calore elettrica è composto da due circuiti, quello del fluido refrigerante (p.e. CO<sub>2</sub>) e quello dell'acqua calda. Il fluido frigorigeno viene compresso dal compressore, azionato dal motore elettrico, il quale ha lo scopo di far passare dallo stato di vapore saturo allo stato di vapore surriscaldato il fluido. Al termine di questo processo, il refrigerante entra nel condensatore per passare di fase dallo stato di vapore a quello di liquido saturo: durante questa trasformazione si ha lo scambio termico sensibile e latente con l'acqua di alimentazione dello scambiatore di calore posto in testa al turboespansore. In uscita dal condensatore il fluido refrigerante entra in un recuperatore di calore. Successivamente, il fluido viene laminato per abbassarne la pressione fino al livello di ingresso del compressore. Infine, il refrigerante entra nella sezione evaporante posta in una unità esterna, il cui scopo è quello di far passare di fase il fluido di lavoro dalla condizione di liquido alla condizione di vapore saturo, mediante lo scambio termico latente che si ha l'aria esterna. Essa avrà una temperatura maggiore della temperatura di evaporazione del liquido, ma a seguito delle fluttuazioni stagionali e giornaliere della temperatura ambiente le prestazioni della macchina saranno altalenanti.

Le prestazioni della macchina vengono misurate attraverso un coefficiente, chiamato COP, tramite il quale è possibile determinare i consumi energetici dell'apparecchiatura.

## 5.2 Coefficiente di Performance – COP

Il coefficiente di prestazione (COP), nel caso di pompe aerotermiche acqua-aria è dipendente dalla temperatura della sorgente calda e fredda, rispettivamente  $T_{cond}$  e  $T_{evap}$  come si denota dall'equazione (21):

$$COP = \eta_{gl} \frac{T_{evap}}{T_{cond} - T_{evap}}$$
(21)

Dove:

 $\eta_{gl}$  (ca. 0,55) è funzione delle perdite dovute alla compressione, dal rendimento di compressione ( $\eta_{is,c} = L_{is}/L_i \approx 0,7$ ) dal rendimento meccanico/trasmissione ( $\eta_{mecc} = L_i/L_{mecc} \approx 0,9$ ), dal rendimento elettrico ( $\eta_{el} = P_{mecc}/P_{el} \approx 0,9$ ), alle perdite dovute alla laminazione e alle perdite di carico delle tubazioni e degli scambiatori.

La temperatura della sorgente calda  $(T_{cond})$  è la temperatura dell'acqua calda di preriscaldamento incrementato di un certo incremento di temperatura (dT), il quale in sede progettuale è stato impostato pari a 5°C. La temperatura all'evaporatore  $(T_{evap})$ , il cui valore è assestato costantemente intorno ai

### CASO A: Turboespansore con pompa di calore

15°C nelle PdC a sonde geotermiche, è funzione della temperatura dell'aria esterna delle pompe di calore ad aria, per cui le prestazioni di tali macchine sono fortemente variabili in funzione della stagione e della temperatura del fluido vettore caldo che deve essere prodotto. La temperatura della sorgente fredda  $(T_{evap})$  è stata impostata con una differenza di temperatura di 5°C in meno rispetto alla temperatura esterna media giornaliera. Il COP delle PdC elettriche ad aria è stato valutato mediante le caratteristiche fornite dal costruttore Teon<sup>7</sup>. La figura 72 mette in risalto il coefficiente di prestazione (COP) in relazione alla temperatura al condensatore in un fascio di curve, differenziate per la temperatura che si ha all'evaporatore.



figura 72 – COP HE ad aria, in funziona della temperatura al condensatore e all'evaporatore.

Avendo note le condizioni di performance delle PdC, il passo successivo è quello di mettere in correlazione il valore di COP, per ogni ora del giorno, con il valore della temperatura dell'aria esterna del sito in esame e con il valore della temperatura al condensatore. La temperatura dell'aria esterna è stata valutata sperimentalmente dai dati meteorologici misurati dalla stazione di Torino Caselle, la quale è l'unica località provvista di stazione meteo geograficamente più vicina a San Carlo Canavese (figura 73). La temperatura rilevata è una temperatura media giornaliera, mediata negli anni 1999-2019, la quale è stata impostata costantemente per l'intero giorno corrispettivo, senza distinzione tra periodo diurno e notturno. L'andamento annuale della temperatura del bulbo secco esterna è riportato in figura 74.

<sup>&</sup>lt;sup>7</sup> <u>https://www.teon.it</u>



figura 73 – Stazione meteo di Caselle (TO, pin in viola) e San Carlo Canavese (TO, pin in rosso)



figura 74 – Temperatura dell'aria esterna Caselle (TO), loc. meteorologica più vicina a San Carlo Canevese

La relazione tra il giorno dell'anno e il COP è esposta nel ragionamento seguente. La temperatura al condensatore è funzione dalla temperatura di uscita del gas preriscaldato (eq.ne 22). La temperatura all'evaporatore, trattandosi di PdC ad aria, è pari alla temperatura dell'aria ambiente decurtata di  $dT = 5^{\circ}$ C (eq.ne 23). Il condensatore ha lo scopo di dissipare il calore, scambiando calore sensibile al desurriscaldatore e calore latente al condensatore con l'ambiente (dissipando tutto il calore) oppure con un altro fluido, in questo caso l'acqua, la quale viene riscaldata. In quest'ultimo caso, si parla di PdC a

recupero totale. Nel lato dell'evaporatore, il fluido refrigerante è in condizioni di liquido e viene fatto evaporare per mezzo dello scambio con una sorgente termica (in questo caso l'aria ambiente) avente temperatura maggiore della temperatura di evaporazione del refrigerante.

$$T_{cond} = T_{NG2} + dT \tag{22}$$

$$T_{evap} = T_{air} - dT \tag{23}$$

Incrociando il valore orario di  $T_{cond}$  con le curve di prestazione riportate in figura 72, è stato possibile identificare il valore di COP per ogni condizione di funzionamento dell'impianto. Le prestazioni della macchina dipendono da  $T_{evap}$ , per cui è stato implementato nel modello di calcolo un algoritmo che scelga in automatico la curva di prestazione più idonea, in termini di vicinanza geometrica tra  $T_{evap}$ fornita dal costruttore (figura 72) e quella calcolabile mediante (23). La funzione implementata è la seguente:

$$\min|T_{evap,costruttore} - T_{evap}| \tag{24}$$

Dove:

- $T_{evap}$  = temperatura evaporatore calcolata come da (23)
- $T_{evap,costruttore}$  = temperatura evaporatore corrispondente alle prestazioni del costruttore (figura 72)

Riassumendo, per ogni ora del giorno, in funzione della temperatura del gas da preriscaldare e della temperatura esterna, è stata trovata la curva di prestazione più vicina da cui è possibile desumere il COP. Ovviamente, il COP aumenta tanto più la differenza tra  $T_{evap}$  e  $T_{cond}$  è piccola. In altre parole, la macchina consuma tanto meno energia elettrica quanto più la temperatura esterna è la più alta possibile a parità di altre condizioni. Il consumo di energia elettrica è altresì minore tanto più la temperatura del condensatore è bassa, a parità di altre condizioni. In funzione della temperatura esterna esposta in figura 74, e temperature all'evaporatore più vicine da cui è possibile desumere il COP sono -3°C, 0°C e 5°C. In figura 75 è possibile visionare l'andamento giornaliero del COP nell'anno 2015.



figura 75 - Andamento del COP anno

Come ci si aspetta, i valori più bassi di performance si hanno nei periodi invernali per una duplice ragione: in primo luogo perché la domanda di gas è ingente e dunque la temperatura al condensatore è elevata e in secondo luogo perché la temperatura dell'aria esterna è bassa, congruentemente all'equazione (23). Al contrario, nei periodi primaverili, estivi ed autunnali il COP aumenta notevolmente per una minore temperatura necessaria al preriscaldamento e per l'aumento stagionale della temperatura del pozzo termico a temperatura maggiore. I valori statistici sono riassunti in tabella 22.

tahella	22_	Sommario	statistico	COP
ubenu	44 —	sommario	siuisiico	COI

<i>COP</i> [-]		
Min	2,251	
1st Qu.	2,501	
Median	2,791	
Mean	2,674	
3rd Qu.	2,850	
Max	2,956	

#### 5.3 Energia elettrica netta prodotta

275 250

225 200

175

150

125

100 75 50

-uec

Mar-01

Apr-01

Mag-01

Feb-01

Electric Power [kWe

A questo punto, avendo note le prestazioni orarie della pompa di calore e l'energia elettrica assorbita dalla stessa (equazione 19) è possibile comparare la potenza elettrica prodotta dal gruppo di turboespansione e la potenza elettrica assorbita. Quest'ultima deve essere comprensiva anche degli assorbimenti degli ausiliari quali pompe, luci, compressori e dei servizi ausiliari, il cui assorbimento può essere stimato qualitativamente intorno ai 10 kW, in accordo con le previsioni di Saipem S.P.A. Il confronto è riportato in figura 76.





figura 76 – Potenza elettrica prodotta dal TE e potenza elettrica assorbita dalla PdC e dagli ausiliari

Ago-01

-ug-01

Giorni dell'Anno

Giu-01

Set-01

Ott-01

Nov-01

Dic-01

Integrando nel tempo le curve di potenza elettrica prodotta dal TE e la potenza elettrica assorbita dalla Pompa di Calore si ottiene il bilancio in tabella 23, nel caso in cui il rendimento isoentropico della

turbina nelle condizioni di progetto sia del 72%. Successivamente, verrà svolta un'analisi di sensitività nella quale verrà fatto variare tale valore fino a 50%, in condizioni di design.

tabella 23 - Energia elettrica annuale prodotta dal TE (eta\_is,DP = 72%) ed energia elettrica annuale assorbita dalla Pompa di Calore

Energia elettrica prodotta da TE	Energia elettrica assorbita PdC
( $\eta_{is,DP} = 72\%$ ) [GWh/yr]	[GWh/yr]
1,836	-1,125

L'energia elettrica netta venduta in rete può essere calcolata come:

$$E_{el,netta} = E_{el,TE} - E_{el,PdC} - E_{ausiliari}$$
(26)

Dove:

- $E_{el,TE}$  = energia elettrica prodotta dal turboespansore [kWh/yr]
- $E_{el,PdC}$  = energia elettrica assorbita dalla pompa di calore [kWh/yr]
- $E_{ausiliari}$  = energia elettrica assorbita dagli ausiliari [kWh/yr]

La figura 77 mostra l'andamento della potenza elettrica netta prodotta annuale. Nei mesi di marzo – aprile si nota un incremento di potenza dovuto ad una combinazione di due fattori: la portata di gas naturale transitante è pari a quella di progetto, ma soprattutto la temperatura dell'aria esterna è di un ordine di grandezza superiore rispetto al periodo invernale, aumentando il COP da 2,30 a circa 2,70. L'energia elettrica assorbita dalla PdC è 1,12 GWh<sub>el</sub>/ yr (1.124.971 kWh<sub>el</sub>/ yr)



figura 77 – Potenza elettrica prodotta su scala annuale nel layout TE-PdC (eta is,DP =72%)

L'energia elettrica netta prodotta e venduta in rete, nel caso dell'utilizzo della pompa di calore elettrica come tecnologia per il preriscaldamento del gas che andrà nella linea parallela a quella esistente, sarà all'incirca di  $0,62 \text{ GWh}_{el}$ / yr (623.498 kWh<sub>el</sub>/ yr), come riassunto in tabella 24.

En. El. prodotta TE ( $\eta_{is,DP} = 72\%$ ) [GWh/yr]	En. El. Ass. PdC [GWh/yr]	En. El. Ass Ausiliari [GWh/yr]	En. El. Venduta in rete [GWh/yr]
1,836	-1,125	-0,087	0,623

tabella 24 – Bilancio energetico nel layout PDC-TE (eta\_is,DP = 72%)

## 5.4 Energia termica di preriscaldamento

La Pompa di Calore funziona in inseguimento termico, pertanto le caldaie hanno solo la funzione di preriscaldare il GN sulla linea di laminazione esistente quando la portata di gas è maggiore di quella turbinabile. La potenza termica si calcola come prodotta tra la portata sulla linea in esame, per il salto di entalpia tra monte e valle, nelle sezioni di ingresso e di uscita della sezione preriscaldante sulla linea di laminazione statica.



figura 78 - Potenza termica generata dalla Pompa d calore (in blu) e quella generata dalle caldaie sulla linea di laminazione (in rosso); quanto il rendimento isoentropico di espansione di design è del 72%

Integrando nel tempo le curve in figura 78, si ottengono le energie termiche annue richieste su entrambe le sezioni (laminazione e turboespansione).

tabella 25 - Energia termica annuale erogata dalla PdC sulla linea di turboespansione in ineseguimento termico, ed energia termica annuale delle caldaie sulla linea di laminazione

En. Th. linea TE	En. Th. Boiler linea	
[GWh/yr]	laminazione [GWh/yr]	
2,916	0,103	

### 5.5 Riassunto vettori energetici ( $\eta_{is,DP} = 72\%$ )

In questo paragrafo si vogliono riportare, su scala mensile, l'energia elettrica netta prodotto e il volume di gas transitante nell'impianto. Per quel che riguarda l'energia, in tabella 26 si può osservare la producibilità elettrica mensile data dalla differenza tra l'energia elettrica prodotta dal TE (nell'ipotesi che abbia un rendimento di espansione al punto di progetto del 72% e che segua la curva di rendimento dedotta nella figura 54) e l'energia del combustibile Gas Naturale bruciato in caldaia. Quest'ultimo è stato calcolato dividendo l'energia termica di preriscaldamento sulla linea di laminazione per il rendimento termico in caldaia, ipotizzando un rendimento termico in caldaia ( $\eta_{bl}$ ) pari al 90% costante per tutto l'anno e utilizzando la relazione seguente:

$$E_{fuel} = \frac{E_{th}}{\eta_{bl}}$$

tabella 26 - Energia elettrica prodotta annuale (eta is DP = 72%) ed energia del combustibile bruciata in caldaia. PDC in inseguimento termico

$\eta_{is,DP} = 72\% - PDC$ in inseguimento termico			
Month	E. El. Netta TE-PDC [MWh]	En. Fuel Boiler [MWh]	
Jan	52,209	22,372	
Feb	52,596	23,122	
Mar	65,216	7,524	
Apr	40,218	0,356	
May	27,989	0	
Jun	26,853	0	
Jul	46,356	0	
Aug	44,575	0	
Sep	57,699	0,018	
Oct	76,288	7,628	
Nov	73,653	22,592	
Dec	59,808	30,289	
TOT [MWh/yr]	623,460	113,900	

È stato possibile calcolare altresì la portata di GN bruciata al boiler. La Committente Italgas Reti ha fornito il potere calorico inferiore del combustibile, pari a 33,839 MJ/Sm<sup>3</sup>, ovvero 9,399 kWh/Sm<sup>3</sup> pertanto, il quantitativo di gas bruciato è possible stimarlo come:

$$\dot{m}_b = \frac{E_{fuel}}{H_i}$$

La tabella 27 mette in luce, su scala mensile, il volume di gas in condizioni standard in arrivo dalla rete SNAM ( $\dot{V}_{fuel,grid}$ ), il volume di gas bruciato in caldaia sulla linea di laminazione ( $\dot{V}_{fuel,boiler}$ ) e il volume di gas inviato all'utenza ( $\dot{V}_{fuel,user} = \dot{V}_{fuel,grid} - \dot{V}_{fuel,boiler}$ ), tutte le voci sono espresse in kSm<sup>3</sup>/mese.

$\eta_{is,DP} = 72\% - PDC$ in inseguimento termico			
Month	<i>V<sub>fuel,boiler</sub></i> [ <b>kSm</b> <sup>3</sup> ]	<i>V <sub>fuel,user</sub></i> [kSm <sup>3</sup> ]	<i>V<sub>fuel,grid</sub></i> [kSm <sup>3</sup> ]
Jan	2,38	23537,14	23539,53
Feb	2,46	22582,82	22585,28
Mar	0,80	18074,77	18075,58
Apr	0,04	10082,47	10082,51
May	0	7560,14	7560,14
Jun	0	7291,25	7291,25
Jul	0	11272,73	11272,73
Aug	0	10969,25	10969,25
Sep	0,001	13604,47	13604,47
Oct	0,81	19430,40	19431,22
Nov	2,40	24120,72	24123,12
Dec	3,22	26556,53	26559,75
TOT [kSm <sup>3</sup> /yr]	12,12	195082,7	195094,8
[%/yr]	0,01%	99,99%	100%

tabella 27 - Portate di gas in arrivo dalla rete Snam ad alta pressione (grid),, bruciata in caldaia (boiler) quando la portata è maggiore della massima turbinabile. Portata in mandata all'utenza a bassa pressione (user). eta is DP = 72%

# 6 CASO B: Turboespansore con cogeneratore

# 6.1 Layout dell'impianto



figura 79 - Layout impiantistico dettagliato nel caso CHP-TE

L'impianto di cogenerazione scelto è costituito da un motore endotermico a gas metano accoppiato con un generatore sincrono, che mediante un sistema di scambiatori di calore assicura un adeguato recupero termico. Il recupero termico è effettuato mediante l'impiego tre scambiatori di calore: uno scambiatore che sfrutta il calore del circuito dell'olio lubrificante del motore (in giallo), un altro che sfrutta i fumi caldi della combustione che vanno al camino (in nero) e l'ultimo che sfrutta l'acqua di raffreddamento del motore (in azzurro). Un circuito dotato di pompe e vaso di espansione dedicato provvede a far circolare una soluzione di acqua negli scambiatori di calore in modo di trasferire le calorie ad un circuito esterno tramite lo scambiatore di calore utente del cogeneratore. La figura 79 mette in risalto lo schema di flusso dell'impianto di cogenerazione.

Per gestire i diversi livelli termici sulla linea ex-ante (c.a. 20°C in condizioni nominali) ed ex-post (c.a. 75°C in condizioni nominali), in virtù del fatto che il cogeneratore può essere fuori servizio, le tre caldaie sono ampiamente sufficienti a garantire il preriscaldamento sia per la laminazione statica che per la turboespansione. Per questioni grafiche, le tre linee di mandata e ritorno dell'AC sono state rappresentate unifilarmente. Nella realtà una caldaia è in grado di garantire la potenza per il preriscaldamento, per cui l'altra o quella di backup può funzionare nella linea ex-post in caso di inattività del cogeneratore.

I recuperi termici sono di seguito elencati:

• Scambiatore di calore primario (raffreddamento olio motore)

Il calore assorbito dall'olio lubrificante in circolazione forzata viene assorbito dal refrigerante che fluisce attraverso la camicia attorno al corpo motore; la soluzione refrigerante (solitamente costituita da 70% acqua e 30% glicole) circolante nella camicia opera in modo tale da assicurare che il motore operi alla sua temperatura ottimale di lavoro.

• Scambiatore di calore secondario (raffreddamento fumi)

Il circuito di acqua glicolata, dopo aver effettuato il recupero termico nello scambiatore primario, scambia calore con i fumi di scarico, che effettuano un salto termico previsto da circa 600 °C a 180-120 °C. L'acqua glicolata a valle dello scambiatore secondario si porterà a una temperatura di circa 90 °C, per fluire poi nello scambiatore dedicato al circuito utente esterno al Cogeneratore e cedere l'intero potere termico assorbito nello scambiatore primario e in quello secondario.

• Scambiatore di calore utente (raffreddamento acqua del motore)

Questo scambiatore (di solito a piastre) consente di recuperare il calore dal circuito acqua glicolata di raffreddamento del cogeneratore e fornirlo al circuito di acqua dell'utente esterno. Il salto di temperatura lato soluzione acqua glicolata sarà circa 90  $\div$  70 °C che assicura al circuito utente esterno il salto richiesto di circa 60  $\div$  80 °C.

È presente anche un dissipatore di emergenza, il quale consente di smaltire il calore del circuito acqua glicolata che non viene ceduto al circuito di acqua utente esterno del cogeneratore tramite lo scambiatore a piastre in modo da mantenere la temperatura dell'acqua di ritorno al valore massimo consentito. Quando la temperatura di ritorno del circuito acqua glicolata allo scambiatore primario tende ad aumentare, la portata viene parzializzata verso dissipatore di emergenza (Dry Cooler posto all'esterno del locale ove è alloggiato il cogeneratore). Se non fosse sufficiente l'attivazione del dissipatore di emergenza (essenzialmente durante i transitori) e fosse necessario un ulteriore abbassamento della temperatura nel circuito acqua glicolata, è possibile attivare il by-pass dello scambiatore secondario ed i fumi di scarico sono inviati direttamente al camino, senza scambiare calore con la soluzione glicolata.

La figura 80 mette in luce i sistemi di recupero termico del cogeneratore.



figura 80 - Schema di flusso del CHP - MCI

Di conseguenza, la fornitura del gruppo CHP sarà costituita dai seguenti componenti principali:

- Motore endotermico
- Generatore sincrono
- Scambiatore di calore primario
- Scambiatore di calore secondario

- Scambiatore di calore utente
- Pompe di circolazione
- Vaso di espansione
- Dissipatore di emergenza
- Catalizzatore
- Gruppo di continuità (batterie)
- Quadro elettrico
- Quadro di controllo

Avendo definito in precedenza il range di espansione della turbomacchina, sono di conseguenza note le potenze termiche massime e minime da dover somministrare al gas naturale, rispettivamente pari a 462,6  $kW_{th}$  e 64,7  $kW_{th}$ .

Il passo successivo è quello di cercare nel mercato una macchina in grado di poter soddisfare la potenza termica massima, ma che al contempo possa lavorare per valori di rendimenti alti per il massimo delle ore annue dissipando quanto più possibile l'energia termica. L'unità di cogenerazione selezionata è JMS 312 GS-B. L del costruttore Jenbacher<sup>8</sup>, le cui caratteristiche tecniche sono riassunte in tabella 28.

Data	U.M.		LOAD	
	%	100%	75%	50%
Energy input	kW	1239	1008	714
Gas Volume	Sm <sup>3</sup> /h	275	224	159
Mechanical output	kW	515	408	271
Electrical output	kW el.	499	395	261
Recoverable thermal output				
- Intercooler 1st stage	kW	45	23	-
- Lube oil	kW	57	49	40
- Jacket water	kW	186	177	142
- Exhaust gas cooled to 180°C	kW	232	193	143
Total recoverable themeral output	kW	520	442	325
Total output generated	kW total	1019	837	586
Heat to be dissipated				
- Intercooler 2nd stage	kW	35	15	4
- Lube oil	kW	-	-	-
- Surface heat	kW	47	47	50
- Balance heat	kW	12	10	7
Spec. Fuel consumption	kWh/kWh	2,41	2,47	2,63
Lube oil consumption	kg/h	0,15	-	-
Electrical efficiency	%	40,3%	39,1%	36,5%
Thermal efficiency	%	42,0%	43,8%	45,5%
Total efficiency	%	82,2%	83,0%	82,1%
Hot water circuit:				
Forward temperature	°C	95,0	90,2	86,2
Return temperature	°C	75,0	75,0	75,0
Hot water flow rate	m <sup>3</sup> /h	25,0	25,0	25,0

tabella 28 – Dati tecnici per modulo JMS 312 GS- B. L

<sup>&</sup>lt;sup>8</sup> <u>https://www.innio.com/it/prodotti/jenbacher</u>

La potenza termica a regime, considerando i recuperi termici degli scambiatori primari, secondati e lato utente è di 520 kW<sub>th</sub> che, a fronte dei 462 kW<sub>th</sub> necessari al preriscaldo, vede una dissipazione di calore sensibile al camino di 58 kW<sub>th</sub>. Le performance sono riportate in figura 81: come si può osservare il rendimento elettrico cala al diminuire del carico, al contrario il rendimento termico aumenta ai carichi parziali. Questo perché il CHP utilizza il gas naturale non per produrre energia elettrica, ma per generare energia termica scaricandola al camino, comportandosi sempre più come una caldaia tanto più il carico diminuisce. Codesta caratteristica è cruciale in quanto sotto il 50% del carico (tabella 28) il CHP rimarrà spento a causa del basso coefficiente di conversione energetica; pertanto, in questa configurazione fuori progetto le caldaie esistenti da 400 kW dovranno sopperire al fabbisogno di energia termica, tipicamente nel periodo estivo.



figura 81 – Rendimento elettrico e termico al variare del carico del MCI Jenbacher JMS 312 GS-B. L

Per capire a quanto ammonterebbe il carico percentuale del CHP e per individuare in quale condizione esso sarà in funzione sono stati interpolati linearmente i valori della tabella 28 con quelli simulati in figura 66. Non a caso, come ci si aspetterebbe il cogeneratore lavora al 50% del carico nei mesi che vanno da aprile a ottobre erogando una potenza termica di 325 kW<sub>th</sub>. Viceversa, nei periodi di picco di domanda, la macchina lavorerà all'81,6% del carico massimo erogando circa 462 kW<sub>th</sub> e dissipando 52 kW<sub>th</sub> al camino.

# 6.2 Logica di funzionamento CHP – Caldaie

Il funzionamento sottoesposto vale nell'ipotesi che il CHP non funzioni in inseguimento termico al di sotto del 50% del carico. Questa ipotesi è molto stringente, in quanto il cogeneratore potrebbe altresì lavorare in inseguimento termico generando una potenza elettrica pari a  $P_{el}(x = 50\%)$  quando il carico è minore del 50% e una potenza termica pari a  $Q_{th}(x = 50\%)$ , dissipando al camino la restante parte al fine di ottenere  $Q_{th}$  richiesta nel preriscaldamento del TE.

Di seguito viene esposta in uno schema a blocchi la logica di funzionamento di due sistemi:

- La linea di espansione (TE e Valvole), nel riquadro verde
- La linea di generazione di potenza termica (Caldaie e CHP), nel riquadro rosso



figura 82 – Logica di funzionamento del TE (riquadro verde) e logica di funzionamento del gruppo di preriscaldamento: CHP e Boiler (riquadro rosso)

In figura 82 si riporta uno schema concettuale delle due sezioni dell'impianto appena citate. Per quel che riguarda la parte dell'espansione è già stata discussa nel capito 4.4.2, pertanto non verrà esposta. A questo schema è stata aggiunta la logica di funzionamento del CHP, il quale produrrà potenza termica ed elettrica contestualmente nel range 50%-100% del carico o, in alternativa,  $Q_{th,min}(x = 50\%)$  e  $Q_{th,max}(x = 100\%)$ .

Nel caso in cui il turboespansore rimanesse spento a causa della bassa portata transitate, il GN della rete viene indirizzato completamente al sistema laminatore e le caldaie gestiranno in autonomia il preriscaldamento.

Nel caso in cui il turboespansore fosse attivo vi sono due casi in relazione al carico gestibile dal cogeneratore e quindi dalla potenza termica recuperabile al fine del preriscaldo (in rif. al data sheet in tabella 28):

1. Se la portata dalla rete è maggiore della portata massima in turbina ( $\dot{m}_{GN,grid} \ge \dot{m}_{TE,max}$ ) allora il TE lavorerà a pieno carico e le linee di laminazione riceveranno la portata rimanente ( $\dot{m}_{GN,V} = \dot{m}_{GN,grid} - \dot{m}_{TE,max}$ ). Pertanto, la potenza termica da produrre nei due sistemi sarà:

$$Q_{ph,TE} = \frac{\dot{m}_{TE,max}\Delta h_{ph,TE}}{\eta_{ph}}$$
$$Q_{ph,V} = \frac{(\dot{m}_{GN,grid} - \dot{m}_{TE,max})\Delta h_{ph,V}}{\eta_{ph}}$$

Dove:

- $Q_{ph,TE}$  = potenza termica linea turboespansione [kW]
- $Q_{ph,V}$  = potenza termica linea laminazione [kW]
- $\Delta h_{ph,TE}$  = salto entalpico linea turboespansione [kJ/kg]
- $\Delta h_{ph,V}$  = salto entalpico linea laminazione [kJ/kg]
- $\dot{m}_{TE,max}$  = massima portata turbinabile [kg/s]
- $\dot{m}_{GN,arid}$  = portata in arrivo dalla rete Snam [kg/s]
- $\eta_{ph}$  = rendimento dello scambiatore di calore (ipotizzato in prima approssimazione pari a 1)
  - 1.1. Se la potenza termica sulla linea di turboespansione è maggiore della potenza minima generabile dal CHP ( $Q_{ph,TE} \ge Q_{th,min}$ ) allora la linea di turbogenerazione sarà alimentata dal CHP, mentre la linea di laminazione sarà gestita dalle caldaie.

 $Q_{ph,TE} = Q_{th,CHP} \rightarrow CHP$  in funzione  $Q_{ph,v} = Q_{th,Boiler} \rightarrow Caldaie$  in funzione

1.2. Se la potenza termica sulla linea di turboespansione è minore della potenza minima generabile dal CHP ( $Q_{ph,TE} < Q_{th,min}$ ) allora la linea di turbogenerazione sarà alimentata dalle caldaie, mentre il CHP rimarrà spento. Per di più, le caldaie dovranno anche fornire la potenza termica per il preriscaldamento del gas naturale nelle linee di laminazione.

$$Q_{th,Boiler} = Q_{ph,v} + Q_{ph,TE} \rightarrow CHP$$
 spento, Caldaie in funzione

2. Se la portatala dalla rete è minore della portata massima in turbina ( $\dot{m}_{GN,grid} < \dot{m}_{TE,max}$ ) allora il TE lavorerà a carico parziale e le linee di laminazione saranno inattive. Pertanto, la potenza termica da produrre sarà:

$$Q_{ph,TE} = \frac{\dot{m}_{TE,max} \Delta h_{ph,TE}}{\eta_{ph}}$$

2.1. Se la potenza termica sulla linea di turboespansione è maggiore della potenza minima generabile dal CHP ( $Q_{ph,TE} \ge Q_{th,min}$ ) allora la linea di turbogenerazione sarà alimentata dal CHP.

$$Q_{ph,TE} = Q_{th,CHP} \rightarrow CHP$$
 in funzione

2.2. Se la potenza termica sulla linea di turboespansione è minore della potenza minima generabile dal CHP ( $Q_{ph,TE} < Q_{th,min}$ ) allora la linea di turbogenerazione sarà alimentata dalle caldaie, mentre il CHP rimarrà spento.

$$Q_{th,Boiler} = Q_{ph,TE} \rightarrow CHP$$
 spento, Caldaie in funzione

Nel caso in cui la portata in rete fosse minore della minima elaborabile dalla turbomacchina, allora essa rimarrà attiva e il sistema lavorerà nella configurazione ex-ante, ovvero le valvole ridurranno la pressione del gas e le caldaie forniranno la potenza termica necessaria.

Al fine di comprendere meglio le prestazioni del cogeneratore vengono introdotti i seguenti indici di performance:

- Rendimento elettrico (valore istantaneo)

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{\dot{m}_b H_i} \tag{27}$$

Dove:

- $P_{el}$  = potenza elettrica [kW]
- $\dot{m}_b$  = portata di combustibile [kg/s]
- $H_i$  = potere calorifico inferiore combustibile [kJ/kg]
- Rendimento elettrico (annuale)

$$\eta_{el} = \frac{E_{el}}{E_{fuel}} \tag{28}$$

Dove:

- $E_{el}$  = energia elettrica annua [kWh.000]
- $E_{fuel}$  = energia del combustibile annua [kW.000]
- Rendimento termico (valore istantaneo)

$$\eta_{th} = \frac{Q_{th}}{\dot{m}_b H_i} \tag{29}$$

Dove:

- $Q_{th}$  = potenza termica [kW]
- $\dot{m}_b$  = portata di combustibile [kg/s]
- $H_i$  = potere calorifico inferiore combustibile [kJ/kg]
- Rendimento termico (annuale)

$$\eta_{th} = \frac{E_{th}}{E_{fuel}} \tag{30}$$

Dove:

- $E_{th}$  = energia termica annua [kWh.000]
- $E_{fuel}$  = energia del combustibile annua [kW.000]

- Rendimento globale (Energy Utilization Factor)

$$EUF = \eta_{gl} = \eta_{el} + \eta_{th} \tag{31}$$

- Rapporto di cogenerazione (valore istantaneo)

$$\lambda = \frac{Q_{th}}{P_{el}} \tag{32}$$

Dove:

-  $\lambda$  = capacità intrinseca della tecnologia di produrre  $E_{th}$  ed  $E_{el}$  [-] Indice elettrico

$$I_{el} = \frac{1}{\lambda} \tag{33}$$

- Consumo specifico di combustibile

$$q_c = \frac{1}{\eta_{el}} \tag{34}$$

Dove:

-  $q_c$  = quantitativo di combustibile necessario bruciare per generare una unità elettrica [kWh<sub>fuel</sub>/kWh<sub>el</sub>]

La relazione statistica sommaria delle performance del gruppo di cogenerazione simulata è riassunta in tabella 29.

Var.	$\eta_{el}$	$\eta_{th}$	EUF	λ	I <sub>el</sub>	$q_c$
U.M.	-	-	-	-	-	$kWh_{fuel}/kWh_{el}$
Min	0,366	0,433	0,821	1,095	0,803	2,530
1st Qu.	0,385	0,433	0,828	1,095	0,869	2,530
Median	0,395	0,433	0,828	1,095	0,913	2,530
Mean	0,390	0,438	0,827	1,125	0,891	2,569
3rd Qu.	0,395	0,443	0,828	1,151	0,913	2,599
Max	0,395	0,455	0,830	1,245	0,913	2,735

tabella 29 - Indicatori energetici simulati CHP

### 6.3 Energia elettrica netta prodotta

Il passo successivo è quello di stimare le energie annue di combustibile, di energia termica ed elettrica. Nell'ipotesi che il CHP lavori nelle condizioni riportate in figura 81 nel range di funzionamento 325-462 kW<sub>th</sub> è possibile stimare l'andamento della potenza elettrica generabile nelle condizioni operative sopracitate, come mostrato in figura 83. È chiaramente visibile come nei mesi estivi, a causa della bassa domanda di gas il cogeneratore rimanga spento in quanto il carico è minore del 50%. Trovando l'area sottesa alla curva in figura 83 è possibile calcolare  $E_{el}$  da utilizzare nella relazione (27), il cui valore si aggira intorno ai 1,79 GWh<sub>el</sub>/ yr (1.788.072 kWh<sub>el</sub>/ yr).

La figura 84 rappresenta la potenza elettrica netta ottenibile, al netto degli autoconsumi, secondo la relazione:

$$P_{el,netta} = P_{el,TE} + P_{el,CHP} - P_{ausiliari}$$
(35)

91

Integrando sul tempo è possibile calcolare l'energia netta producibile annua come da equazione:

$$E_{el,netta} = E_{el,TE} + E_{el,CHP} - E_{ausiliari}$$
(36)

L'energia totale netta prodotta dal gruppo di turboespansione e dal cogeneratore è di 3,53 GWh<sub>el</sub>/yr (3.536.630 kWh<sub>el</sub>/yr).





figura 83 – Andamento orario e medio giornaliero della potenza elettrica prodotta dal solo CHP in un anno di esercizio

tabella 30 - Bilancio energetico nel layout CHP-TE (eta is DP = 72%)



figura 84 – Andamento orario e medio giornaliero della potenza elettrica prodotta dal CHP + TE in un anno di esercizio

In tabella 31 viene riportata un sommario statistico circa la potenza netta e l'energia netta producibile nella configurazione CHP-TE.

	$P_{el}$ [kW <sub>el</sub> ]	$E_{el}$ [kWh <sub>el</sub> /yr]
Min	25,11	12,56
1st Qu.	129,90	64,95
Median	479,93	239,97
Mean	405,25	202,63
3rd Qu.	704,73	352,36
Max	704,73	352,36

tabella 31 – Sommario statistico potenza ed energia elettrica erogabile nel caso CHP + TE

# 6.4 Energia termica di preriscaldamento

In questa prima simulazione, ipotizzando il rendimento isoentropico di espansione pari al 72% e avendo note le caratteristiche e i range di funzionamento del CHP come da tabella 28, viene calcolata di conseguenza la potenza e l'energia termica che il cogeneratore eroga in supporto al preriscaldamento del gas, come è riportato nella figura 85.



figura 85 - Potenza termica erogata dal CHP (eta is DP = 72%)

Sotto queste ipotesi, il CHP è in grado di coprire il 68,55% del carico termico necessario alla linea di turboespansione, si veda la tabella 32.

La restante quota parte di energia termica (0,917 GW<sub>th</sub>/yr) dovrà essere sopperita dalle caldaie.

tabella 32 - Energia termica necessaria previa turboespansione ed energia termica erogata dal CHP (eta is DP = 72%)

En. Th. necessaria linea	En. Th. Erogata CHP		
TE [GWh/yr]	[GWh/yr]		
2,916	1,999		

Ben altra cosa riguarda la produzione di energia termica in quanto il TE ha un range di funzionamento differente rispetto a quello del gruppo di cogenerazione (figura 82), per cui le caldaie esistenti dovranno far fronte al carico termico sensibile necessario al preriscaldamento, tipicamente nel periodo estivo quando il CHP sarà spento a causa del basso coefficiente di conversione elettrica (figura 83). In riferimento alle caratteristiche della macchina in tabella 28, per un carico minore del 50% il CHP rimarrà inattivo e le caldaie a gas dovranno erogare la potenza termica per l'espansione in turbina.

In figura 86 si denota il periodo di funzionamento delle caldaie a gas e del cogeneratore sulla linea del TE, nel caso in cui il rendimento di espansione de TE sia del 72%. È interessante osservare come le caldaie debbano comunque essere attivate per garantire una potenza termica di base per garantire una corretta espansione.
Al computo manca ancora la potenza termica da fornire al gas per la quota parte di portata non espansa in turbina, ovvero quella facente parte la linea di laminazione.



figura 86 - Potenza termica erogata dalle caldaie sulla linea di espansione, quando il CHP è spento per carico minore del 50% (eta is DP = 72%)

La figura 87 riporta su uno stesso grafico le potenze che il gruppo delle caldaie e il gruppo di cogenerazione dovranno erogare sulla linea di espansione in turbina.



figura 87 – Potenza termica utile che deve erogare il CHP e le caldaie a gas sulla linea di turboespansione (eta is DP = 72%)

A livello annuale, in tabella 33 si mostra la ripartizione dell'energia termica annuale che le caldaie e il CHP dovranno garantire sulla linea ex-nuovo. Le caldaie esistenti sono fondamentali perché

rappresentano un 31,45% di energia di base quando il CHP rimane spento a causa della bassa richiesta in utenza, ovvero nei periodi in cui il carico è minore del 50%.

En. Th. necessaria linea TE [GWh/yr]	En. Th. Erogata CHP [GWh/yr]	En. Th. Erogata Caldaie [GWh/yr]
2,916	1,999	0,917
100%	68,55%	31,45%

tabella 33 - Energia termica erogata dal CHP e dalle caldaie sulla linea di espansione (eta is DP = 72%)

In figura 88 si mostra la simulazione della potenza termica sulla linea di laminazione che le caldaie dovranno erogare. Come si nota, il picco massimo intorno ai 100 kW nei mesi invernali è circa un quarto di quello necessario al preriscaldamento sulla linea ex-novo.



figura 88 - Potenza termica delle caldaie previa laminazione

tabella 34 - Energia termica sulla linea di laminazione generata dalle caldaie

En. Th. Erogata Caldaie [GWh/yr]
0,103

Infine, si riporta in figura 89 il computo delle potenze termiche sulla linea di laminazione (in verde) e sulla linea di turboespansione (in blu quella generata dal CHP e in rosso quella generata dalle caldaie).



figura 89 - Potenza termica totale sulla linea di espansione in turbina e sulla linea di laminazione (eta is DP = 72%)

tabella 35 - Energie termiche annuali sulla linea di espansione in turbina e laminazione (eta is DP = 72%)

LINEA LAMINAZ.	LINEA TE			
En. Th. Caldaie [GWh/yr]	En. Th. CHP [GWh/yr]	En. Th. Caldaie [GWh/yr]		
0,103	1,999	0,917		

In conclusione, il CHP erogherà 1,999 GW<sub>th</sub>/yr per l'espansione in turbina, mentre le caldaie dovranno generare 1,020 GW<sub>th</sub>/yr (0,103 GW<sub>th</sub>/yr per la laminazione e 0,917 GW<sub>th</sub>/yr per l'espansione in turbina).

# 6.5 Riassunto vettori energetici ( $\eta_{is,DP} = 72\%$ )

Per avere un quadro di insieme di questa prima simulazione si riportano la tabella 36 e la figura 90, attraverso le quali si evincono le energie elettriche generate dal CHP-TE e le energie del combustibile bruciate dalle caldaie e dal cogeneratore, nell'ipotesi di non inseguimento termico del cogeneratore e di del rendimento isoentropico di espansione del 72%.

tabella 36 - Energia elettrica prodotta annuale (eta is DP = 72%) ed energia del combustibile bruciata nel CHP e in caldaia. CHP non in inseguimento termico: sotto il 50% del carico rimane spento e le caldaie entrano in funzione per il preriscaldamento sulla linea ex-post

$\eta_{is,DP}=72\%-CHP$ non in inseguimento termico					
Month	E. El. Netta CHP+TE [MWh]	En. Fuel CHP [MWh]	En. Fuel Boiler [MWh]		
Jan	460,50	684,98	41,81		
Feb	441,51	666,30	29,54		
Mar	373,94	515,67	74,35		
Apr	137,70	95,83	145,18		
May	72,19	0,00	142,17		
Jun	69,37	0,00	136,92		
Jul	142,45	71,65	182,00		
Aug	132,98	56,75	183,08		
Sep	268,78	332,30	100,36		
Oct	440,23	645,28	38,52		
Nov	493,54	749,04	23,30		
Dec	503,09	759,75	35,34		
TOT [MWh/yr]	3536,28	4577,54	1132,56		



figura 90 - Andamenti mensili dell'energia elettrica prodotta e dell'energia del combustibile bruciata (eta is DP = 72%)

Per di più si riporta anche la figura 91 e la corrispettiva tabella 37, nella quale viene mostrato su scala mensile la quota parte di combustibile bruciato, e quindi non inviato all'utenza, sulla linea di espansione e sulla linea di laminazione, espresso in kSm<sup>3</sup>/mese.

tabella 37 - Portate di gas in arrivo dalla rete Snam ad alta pressione (grid), bruciata al cogeneratore non in inseguimento termico (CHP), bruciata in caldaia (boiler) e mandata all'utenza a bassa pressione (user). eta is DP = 72%

	$m\eta_{is,DP}=72\%- ext{CHP}$ non in inseguimento termico							
Month	<i>V̇<sub>fuel,boiler</sub></i> [kSm³]	<i>V̇<sub>fuel,CHP</sub></i> [kSm <sup>3</sup> ]	<i>V̇<sub>fuel,user</sub></i> [kSm³]	<i>V̇<sub>fuel,grid</sub></i> [kSm³]				
Jan	8,90	145,74	23.386,58	23.539,53				
Feb	6,29	141,77	22.438,42	22.585,28				
Mar	15,82	109,72	17.953,04	18.075,58				
Apr	30,89	20,39	10.037,09	10.082,51				
May	30,25	0,00	7.535,64	7.560,14				
Jun	29,13	0,00	7.267,65	7.291,25				
Jul	38,72	15,25	11.226,12	11.272,73				
Aug	38,95	12,07	10.925,62	10.969,25				
Sep	21,35	70,70	13.516,47	13.604,47				
Oct	8,20	137,30	19.287,28	19.431,22				
Nov	4,96	159,37	23.959,73	24.123,12				
Dec	7,52	161,65	26.392,01	26.559,75				
TOT [kSm <sup>3</sup> /yr]	240,97	973,96	193.925,65	195.094,8				
[%/yr]	0,12%	0,50%	99,38%	100%				



figura 91 - Volume di gas bruciato in caldaia e al CHP su scala mensile (eta is DP = 72%)



figura 92 - Andamento portate del combustibile bruciato al cogeneratore e alle caldaie, eta is DP = 72%

È altresì utile possibile calcolare un indicatore elettrico di performance, denominato IOP, calcolato nel seguente modo:

$$IOP = \frac{E_{el,TE} + E_{el,CHP}}{E_{fuel,boiler} + E_{fuel,CHP}}$$
(37)

Dove:

- $E_{el,TE}$  = energia elettrica generata dal turboespansore [MWh/yr]
- $E_{el,CHP}$  = energia elettrica generata dal cogeneratore [MWh/yr]
- $E_{fuel,boiler}$  = energia del combustibile utilizzata in caldaia [MWh/yr]
- $E_{fuel,CHP}$  = energia del combustibile utilizzata nel cogeneratore [MWh/yr]

L'energia del combustibile al CHP è stata dedotta dalle caratteristiche costruttive riportate in tabella 28, mentre per quel che riguarda il boiler si è considerata la totalità della potenza spesa al focolare, compresa di quella sulla linea di espansione e quella sulla linea di laminazione.

L'energia prodotta dal TE, escludendo gli assorbimenti degli ausiliari è di 1835,681 kWh<sub>el</sub>/yr, l'energia elettrica prodotta dal CHP è pari a 1788,072 kWh<sub>el</sub>/yr, mentre le energie del combustibile in caldaia e al CHP sono rispettivamente 1132,561 kWh<sub>f</sub>/yr e 4578,079 kWh<sub>f</sub>/yr. Pertanto, l'indice di performance globale sarà:

$$IOP = \frac{E_{el,TE} + E_{el,CHP}}{E_{fuel,boiler} + E_{fuel,CHP}} = \frac{1835,681 + 1788,072 \text{ [MWh}_{el}/\text{yr}\text{]}}{1132,561 + 4578,079 \text{ [MWh}_{f}/\text{yr}\text{]}} = 63,46\%$$

tabella 38 - Energie bruciate in caldaia e al CHP, energia elettrica prodotta (eta is DP = 72%) quando il CHP non è in inseguimento termico

Energie η <sub>is,DP</sub> 72%	MWh/yr	IOP [-]
E <sub>el,TE</sub>	1.835,681	
E <sub>el,CHP</sub>	1.788,072	62 460/
E <sub>fuel,boiler</sub>	1.132,561	03,40%
E <sub>fuel,CHP</sub>	4.578,079	

# 7 Analisi economica

L'analisi economica comprende i costi capitali (CAPEX), i costi operativi (OPEX) dell'impianto e i ricavi. Nel presente paragrafo è riportata la stima economica di tipo CAPEX-OPEX relativa alle due configurazioni analizzate: PDC-TE e CHP-TE.

La stima economica riportata nel presente paragrafo include le parti relative all'ingegneria, procurement e costruzione e ha una precisione del +/- 40%.

# 7.1.1 Costi7.1.1.1 CAPEX: Costi Capitali

In tabella 39 vengono riportati i costi capitali proposte dall'azienda Saipem S.P.A. delle due configurazioni analizzate nel suddetto lavoro di Tesi.

tabella 39 - (	Costi capitali	dell'impianto	nelle due	configurazioni	analizzate:	PDC-TE e	CHP-TE
----------------	----------------	---------------	-----------	----------------	-------------	----------	--------

	Dettaglio costi	CONFIGURAZIONE 1 Turboespansore + Cogeneratore	CONFIGURAZIONE 2 Turboespansore + Pompa di calore elettrica
1.	Costo di fornitura e	• • • • • • • • •	• < < 0.000.000
	installazione nuovi	2.850.000,00	2.660.000,00
	impianti		
1.1.	Fornitura nuovi impianti	1.500.000,00	1.400.000,00
1.2.	Installazione	1.350.000,00	1.260.000,00
2.	Opere civili comprensive		
	di movimenti terra e	74.168,63	90.902,56
	sistema antincendio		
2.1.	Fondazioni, platee, scavi e tettoie	35.543,63	52.277,56
2.2.	Edifici	23.625,00	23.625,00
2.3.	Strada e sistemazioni superficiali	15.000,00	15.000,00
3.	Piping	33.658,49	30.419,40
3.1.	Fornitura e installazione tubazioni e ausiliari	33.658,49	30.419,40
4.	Lavori e forniture elettriche	50.000,00	50.000,00
4.1.	Lavori elettrici e illuminazione	50.000,00	50.000,00
5.	Strumentazione	10.000,00	10.000.00
5.1.	Eventuale altra strumentazione di campo non prevista nelle forniture dei nuovi impianti	10.000,00	10.000,00
6.	Sicurezza (81/08)	150.891.36	142.066.10
7.	Ingegneria e supervisione	316.871.85	298.338.81
8.	Acquisizione permessi	20.000.00	20.000.00
9.	Contingenze (ca. 10%)	350.559,03	330.172,69
	TOTALE	€ 3.856.149,36	€ 3.631.899,55

Come è possibile osservare dalla tabella 39, la voce di spesa maggiore è quella di fornitura ed installazione (ca. 75% per entrambe le configurazioni). A livello di costo complessivo, il layout PDC-TE è più vantaggioso di circa 224 k€.

# 7.1.1.2 OPEX: Costi Operativi

I costi operativi calcolati in questa sezione sono esenti da eventuali incentivazioni fiscali o riduzione dei costi di fornitura del combustibile.

Gli incentivi generati a seguito di risparmio di energia primaria rispetto alla situazione di baseline verranno trattati nella sezione dedicata (7.1.2).

I costi operativi dell'impianto nella configurazione ex-post sono:

- Costo del combustibile (GN) per l'alimentazione del CHP e delle Caldaie;
- Costo di O&M del CHP-TE o del PdC-TE.

#### 7.1.1.2.1 Costo del combustibile Gas Naturale

Non avendo avuto informazioni dalla Committente circa il prezzo di acquisto del GN per l'alimentazione dell'impianto, per tutte le ipotesi considerate, viene valutato il prezzo di acquisto del gas naturale pari a 100 €/MWh. (fonte GME<sup>9</sup>), pari alla media del I semestre del 2022.



figura 93 - Andamento del costo unitario del gas naturale, I semestre 2022

<sup>&</sup>lt;sup>9</sup> <u>https://www.mercatoelettrico.org/It/Download/DatiStoriciGas.aspx</u>

# 7.1.1.2.2 Costo di O&M

I costi di manutenzione e conduzione (O&M) dei due layout analizzati, CHP-TE e PdC-TE, sono stati desunti dalla relazione di fattibilità condotta da Saipem S.P.A. Ipotizzando si distribuire la suddetta voce di costo per le ore di funzionamento annue del TE (8726 h/yr, tabella 14), è possibile calcolare la voce  $C_{O\&M}$  espressa in  $\notin$ h.

	COSTI DI O&M	
Layout	<i>С<sub>0&amp;M</sub></i> [€/yr]	<i>C<sub>0&amp;M</sub></i> [€/h]
CHP-TE	52.500,00	6,017
PdC-TE	49.000,00	5,615

tabella 40 - Costi di operation e manteinance del CHP e della Pompa di Calore elettrica, da studio Saipem

I costi di assicurazione sono stati trascurati.

# 7.1.2 Ricavi

I ricavi sono costituiti dalle seguenti voci:

- Ricavi generati dalla vendita di energia elettrica in rete
- Titoli di Efficienza Energetica (TEE o CB) e tariffe

#### 7.1.2.1 Vendita di Energia Elettrica in Rete

Il PUN (acronimo di Prezzo Unico Nazionale) è il prezzo di riferimento all'ingrosso dell'energia elettrica che viene acquistata-venduta sul mercato del GME (Gestione dei Mercati Energetici). Presso la Borsa elettrica italiana vengono regolate le compravendite tra i produttori e i fornitori di energia elettrica. Il PUN rappresenta, quindi, la media pesata nazionale dei prezzi zonali di vendita dell'energia elettrica per ogni ora e per ogni giorno. Il dato nazionale è un importo che viene calcolato sulla media di diversi fattori, e che tiene conto delle quantità e dei prezzi formati nelle diverse zone d'Italia e nelle diverse ore della giornata. Esso si esprime in €/MWh.

A giugno il Pun si porta a 271,31 €/MWh, seguendo una dinamica analoga a quella osservata nella gran parte delle borse elettriche europee alimentata dal nuovo repentino rialzo del costo dei combustibili, il gas in particolare, ancora connesso alle tensioni internazionali innescate dal conflitto russo-ucraino. Nel sistema italiano si registra anche una progressiva crescita degli acquisti nel corso di tutto il mese (MGP: 25,2 TWh), con la liquidità del mercato al 74,9%, in un contesto caratterizzato anche da una riduzione dell'import netto e da volumi rinnovabili solo in modesto rialzo. In linea con la dinamica del Pun anche tutti i prezzi di vendita, attestatisi tra 266 €/MWh delle zone meridionali, Sicilia compresa, e 273 €/MWh di Nord e Centro Nord.



figura 94 - PUN anno 2021-22 (giugno) e variazione sullo stesso mese dell'anno precedente in €/MWh

A giugno il PUN si attesta a 271,31 €/MWh, seguendo una tendenza dettata, così come sulla gran parte delle borse estere, dai nuovi rialzi delle quotazioni del gas, concentrati in particolare nella seconda parte del mese in corrispondenza con la riduzione delle forniture di gas dalla Russia verso l'Europa continentale e meridionale.

Sul PUN si riflettono gli effetti della crescita del prezzo del gas al PSV che, sempre inferiore a 85 €/MWh nella prima metà del mese, sale fino a 146 €/MWh a fine mese. Contribuiscono a determinare il prezzo elettrico italiano anche la significativa crescita della domanda, superiore a 40 GWh medi negli ultimi giorni del mese, oltre che la riduzione dell'import netto sulla frontiera settentrionale, soprattutto francese in corrispondenza prima di una riduzione sulla NTC e poi di un maggiore allineamento con i prezzi del Nord, e livelli non elevati di volumi rinnovabili.

Nei singoli gruppi orari le quotazioni italiane si portano a 301,40 €/MWh nelle ore di picco e a 255,11 €/MWh nel fuori picco, per un rapporto picco/baseload salito a 1,11 (+0,6).





figura 95 - MGP, prezzi di vendita zonali 2021-22 (giugno)

figura 96 - Variazione semestrale del PUN (2022) con evidenziato il valor medio semestrale

Come valore di vendita dell'energia elettrica per le analisi economiche, viene preso il PUN di baseload mensile aggiornato a giugno 2022, pari a:

$$PUN = 250 \frac{\text{€}}{\text{MWh}}$$

Prendendo sempre come caso base quello per il quale il CHP non funzioni in inseguimento termico sotto il 50% del carico nel primo layout, che la PDC elettrica sia in inseguimento termico nel secondo layout e che il TE abbia un rendimento in design del 72%, i ricavi generati dalla vendita dell'energia elettrica sono riassunti nelle tabelle sottostanti.

#### 7.1.2.1.1 Ricavi vendita energia elettrica Layout CHP-TE

- Ricavi nel Layout: CHP-TE  $\eta_{is,DP} = 72\%$  e CHP non in inseguimento termico

tabella 41 - Ricavi dalla vendita di energia elettrica. Layout CHP (non inseguimento termico) e TE (eta is DP = 72%)

Ricavi da vendita di energia elettrica in rete Layout: CHP-TE (non in inseguimento termico) $\eta_{is,DP} = 72\%$					
	MWh/yr	€/yr	Tot. [€/yr]		
E <sub>el,TE</sub>	1.835,681	458.920	- 905.938		
E <sub>el,CHP</sub>	1.788,072	447.018			

#### 7.1.2.1.2 Ricavi vendita energia elettrica Layout PdC-TE

- *Ricavi nel Layout: PDC-TE*  $\eta_{is,DP} = 72\%$  *e PDC in inseguimento termico* 

tabella 42 - Ricavi dalla vendita di energia elettrica. Layout PDC (in inseguimento termico) e TE (eta is DP = 72%)

Ricavi da vendita di energia elettrica in rete Layout: PDC-TE (in inseguimento termico) $\eta_{isDP} = 72\%$					
	MWh/yr	€/yr	Tot. [€/yr]		
E <sub>el,TE</sub>	1.835,681	458.920	177 (70		
E <sub>el,CHP</sub>	-1.124,971	-281.243	- 1//.0/8		

# 7.1.2.2 Tariffe e Incentivi – TEE (Titoli di Efficienza Energetica)

A seguito della liberalizzazione dei mercati nazionali dell'energia elettrica e del gas devono essere salvaguardati gli obiettivi generali di carattere sociale, di tutela ambientale e di uso efficiente delle risorse.

A ciascun distributore di energia elettrica o di gas che abbia connessi alla propria rete di distribuzione più di 50.000 clienti finali, viene imposto un obiettivo obbligatorio di risparmio di energia primaria, il cui valore è proporzionale al rapporto tra l'energia distribuita dal singolo distributore e il totale nazionale. I Titoli di Efficienza Energetica (TEE) sono lo strumento attraverso il quale viene certificata l'attuazione degli interventi e progetti di incremento di efficienza e risparmio energetico. Il GSE approva l'emissione in favore dei soggetti autorizzati ad operare, di Titoli annuali di Efficienza Energetica in numero pari al valore della riduzione di consumi ottenuta, sulla base della seguente equivalenza:

#### 1 TEE = 1 TEP di energia primaria risparmiata

I Titoli di Efficienza Energetica (TEE), denominati anche certificati bianchi, sono stati istituiti dai Decreti del Ministro delle Attività Produttive, di concerto con il Ministro dell'Ambiente e della Tutela del Territorio 20 luglio 2004 ([35] elettricità, [36] gas) come successivamente modificati ed integrati.

I distributori obbligati entro il 31 maggio di ogni anno presentano al GSE i TEE relativi all'anno precedente, e il GSE verifica che i distributori abbiano raggiunto l'obbiettivo annuo di risparmio energetico. Il mancato conseguimento degli obiettivi è oggetti di sanzioni emesse dal GSE. Italgas Reti è uno dei distributori di gas che rientra nell'obbligo.

I TEE sono emessi dal Gestore dei Mercati Energetici (GME) in favore dei soggetti di cui all'articolo 5 del [37], sulla base dei risparmi conseguiti e comunicati al GME dal Gestore dei Servizi Energetici – GSE S.p.A. (GSE), nel rispetto delle disposizioni applicabili. Il GME emette, altresì, TEE, ricondotti nei titoli di tipo II, attestanti interventi di risparmio energetico ottenuti su impianti di cogenerazione ad alto rendimento (CAR) per i quali l'attività di certificazione è effettuata dal GSE, in attuazione delle previsioni di cui al [38].

I TEE si distinguono, sulla base di quanto disposto dal [37], nelle seguenti tipologie:

- titoli di tipo I, attestanti il conseguimento di risparmi di energia primaria attraverso interventi per la riduzione dei consumi finali di energia elettrica;
- titoli di tipo II, attestanti il conseguimento di risparmi di energia primaria attraverso interventi per la riduzione dei consumi di gas naturale;
- titoli di tipo III, attestanti il conseguimento di risparmi di forme di energia primaria diverse dall'elettricità e dal gas naturale non realizzati nel settore dei trasporti;
- titoli di tipo IV, attestanti il conseguimento di risparmi di forme di energia primaria diverse dall'elettricità e dal gas naturale, realizzati nel settore dei trasporti.

Nel layout PdC-TE gli incentivi sono solamente i CB. Nella configurazione CHP-TE, previo riconoscimento CAR per il cogeneratore, gli incentivi sono i TEE e la defiscalizzazione del prezzo del combustibile gas naturale. Trattandosi di un progetto definitivo, la defiscalizzazione del combustibile di alimentazione del cogeneratore non viene calcolata, impostando lo stesso prezzo per il layout con la pompa di calore elettrica che per il layout con il CHP.

Il GSE (Gestore dei Servizi Energetici), riconosce un TEE o CB, ogni qualvolta un impianto risparmi una tonnellata equivalente di petrolio (tep), cioè 5237 kWh elettrici o 11628 kWh termici nel proprio ciclo produttivo. I risparmi di combustibili sono conteggiati in basi ai rispettivi poteri calorifici inferiori, espressi in GJ, tenuto conto che 1 TEP = 41,860 GJ. Il fattore di conversione dei kWh elettrici in TEP può essere aggiornato dall'ARERA sulla base dei miglioramenti di efficienza conseguibili nelle tecnologie di generazione termoelettrica.

Sulla borsa del GME<sup>10</sup> è possibile verificare la quotazione di 1 TEE, il quale si assesta intorno al valore di 260  $\notin$ /tep, ovvero 260  $\notin$ /TEE.

Ai fin dell'accesso al meccanismo dei Certificati Bianchi sono ammissibili i progetti di efficienza energetica:

- realizzati con data di inizio della realizzazione dei lavori successiva alla data di trasmissione al GSE dell'istanza di accesso al meccanismo (decadimento del principio incentivante)
- che generano risparmi energetici rispetto alla condizione ante intervento "addizionali"
- per i quali siano stati utilizzati nuovi componenti o componenti rigenerati per i quali non siano già stati riconosciuti Certificati Bianchi
- predisposti e trasmessi al GSE, in base alla tipologia di progetto, secondo quando previsto dall'Allegato 1 del [37], PS (progetto standardizzato) e PC (progetto a consuntivo)
- classificabili tra le tipologie di intervento riportate negli allegati del Decreto Correttivo Certificati Bianchi 10 maggio 2018 e Decreto 21 maggio 2021.

I metodi di valutazione dei risparmi conseguibili attraverso la realizzazione dei progetti di efficienza energetica sono due:

1. Metodo standardizzato: quantifica il risparmio energetico addizionale conseguito attraverso la realizzazione del progetto standardizzato (PS).

È rendicontato sulla base di un algoritmo di calcolo e della misura diretta di un idoneo campione rappresentativo dei parametri di funzionamento che caratterizzano il progetto sia nella configurazione ex-ante sia in quella ex-post. L'algoritmo per il calcolo dei risparmi approvato è applicato estendendo le risultanze delle misurazioni effettuate sul campione rappresentativo, all'insieme degli interventi realizzati nell'ambito del progetto.

Ai fini dell'accesso al meccanismo, il PS deve aver generato una quota di risparmio addizionale non inferiore a 5 TEP nel corso dei primi 12 mesi del periodo di monitoraggio.

2. Metodo a consuntivo: quantifica il risparmio energetico addizionale conseguibile mediante il progetto a consuntivo (PC).

Si applica nel caso in cui l'intervento non sia valutabile attraverso metodo standardizzato (es. progetti complessi, non standardizzabili). Il metodo di valutazione a consuntivo quantifica il risparmio energetico addizionale conseguito attraverso la realizzazione di una misurazione puntuale delle grandezze caratteristiche, sia nella configurazione ex-ante sia in quella ex-post.

Ai fini dell'accesso al meccanismo, i PC devono aver generato una quota di risparmio addizionale non inferiore a 10 TEP nel corso dei primi 12 mesi del periodo di monitoraggio.

<sup>&</sup>lt;sup>10</sup> <u>https://www.mercatoelettrico.org/It/Esiti/TEE/Tee.aspx</u>

#### 7.1.2.2.1 Risparmio ottenibile dalla Pompa di Calore

Gli impianti di produzione di energia termica possono essere adibiti alla climatizzazione di ambienti, alla produzione di acqua calda sanitaria o ad esigenze di processo (ambito industriale).

Nella distinzione si distinguono:

- 1. I sistemi a combustione, ovvero i generatori di calore;
- 2. I sistemi basati sul principio dei cicli frigoriferi inversi, ovvero le pompe di calore.



Il calcolo dei risparmi dovrà essere effettuato con riferimento al consumo energetico del "Sistema tecnologico assunto come punto di riferimento" o di "baseline". Pertanto, la realizzazione dei succitati interventi verrà incentivata in relazione alla riduzione dei consumi energetici rispetto alle condizioni ex ante del sistema tecnologico assunto come punto di riferimento.

L'algoritmo utilizzato per il calcolo dei risparmi, espresso in tep (tonnellate equivalenti di petrolio), è il seguente:

$$Risparmio\left[\frac{\text{tep}}{\text{yr}}\right] = \frac{E_{termica}}{\eta_{baseline}} \cdot f_t - E_{el,ass\,PDC} \cdot f_e \tag{38}$$

Dove:

- *E<sub>termica</sub>* = energia termica ceduta all'utenza [MWh/yr]
- $\eta_{baseline}$  = rendimento di riferimento della tabella 43 in caso di nuove istallazioni, mentre è pari al rendimento della situazione ex-ante in caso di sostituzione della caldaia
- $f_t$  = fattore di conversione pari a 0,086 tep/MWh<sub>th</sub>
- $f_e$  = fattore di conversione pari a 0,187 tep/MWh<sub>el</sub>
- $E_{el,ass PDC}$  = energia elettrica assorbita dalla pompa di calore elettrica [MWh/yr]

	Fluido termovettore di interfaccia con l'utenza					
	Acqua calda			Aria	Valore,	Olio
	0-5 MW	5,01-15 MW	>15 MW	Calda	acqua surriscaldata	diatermico
Aree metanizzate	95%	92%	91%	010/	0.20/	200/
Aree non metanizzate	91%	88%	88%	9170	9270	8970

tabella 43 - Rendimenti medi annuali di riferimento (baseline) dei generatori di calore a combustione

L'area di interesse è un'area metanizzata, in cui il fluido termovettore di interfaccia con l'utenza è acqua calda, la potenza è nel range 0-5 MW, pertanto il valore di  $\eta_{baseline} = 95\%$ , in quanto si tratta di una nuova installazione.

Nella prima configurazione, in cui la PDC è in inseguimento termico e il TE ha come rendimento isoentropico di espansione 72% il risparmio calcolabile si calcola con la forma seguente.

tabella 44 - Valori utilizzati nel calcolo del risparmio di energia primaria (tep - tonnellate equivalenti di petrolio) nella configurazione Pompa di Calore elettrica - Turboespansore, nel caso in cui il rendimento isoentropico di espansione di design = 72%

	Risparmio [tep] Layout: PDC-TE $\eta_{is,DP} = 72\%$	
	Valore	<b>U.M.</b>
<b>E</b> <sub>termica</sub>	2.916,489	MWh <sub>th</sub> /yr
E <sub>el,ass PDC</sub>	1.124,971	MWh <sub>el</sub> /yr
f <sub>t</sub>	0,086	tep/MWh <sub>th</sub>
f <sub>e</sub>	0,187	tep/MWh <sub>el</sub>
$\eta_{baseline}$	95	%

$$Risparmio = \frac{2916,489 \left[\frac{MWh_{th}}{yr}\right]}{95\%} \cdot 0,086 \left[\frac{tep}{MWh_{th}}\right] - 1124,971 \left[\frac{MWh_{el}}{yr}\right] \cdot 0,187 \left[\frac{tep}{MWh_{el}}\right]$$
$$Risparmio = CB_{PDC} = 54 \frac{tep}{yr} = 54 \frac{TEE}{yr}$$

Pertanto, in questa configurazione, si ha un introito generato grazie alla vendita dei CB sul mercato del GME pari a circa:

$$Ricavi_{TEE} = 54 \left[\frac{\text{tep}}{\text{yr}}\right] \cdot 260 \left[\frac{\text{€}}{\text{tep}}\right] = 14.040 \frac{\text{€}}{\text{yr}}$$

L'incentivazione vale 10 anni.

#### 7.1.2.2.2 Risparmio ottenibile dal Cogeneratore

Al fine di standardizzare il calcolo della prestazione energetica di un impianto di cogenerazione, viene ulteriormente calcolato l' "Indice di Risparmio Energetico Primario", di seguito denominato PES (Primary Energy Saving), introdotto dall'UE (Unione Europea) con la Direttiva 2004/08/CE [39] (attuata in Italia in rif.<sup>11</sup> e successivi, ulteriormente dettagliato in [40]). Il PES esprime l'ammontare del risparmio energetico realizzato da un impianto di cogenerazione, rispetto alla produzione separata di pari quantità di calore ed elettricità [41], ed è così definito:

$$PES = 1 - \frac{E_{fuel}}{\frac{E_{el}}{\eta_{el,s}} + \frac{E_{th}}{\eta_{th,s}}}$$
(39)

Dove i valori di efficienza termica ed elettrica della produzione separata devono essere calcolati in accordo con la Decisione della Commissione Europea del 21 dicembre 2006 [42] e il DM del 5 settembre 2011 [40]. Il regolamento 2004/08/CE attribuisce lo stato di "cogenerazione ad alto rendimento" (CAR) a quegli impianti che soddisfano la seguente condizione [39]:

- PES > 10% se  $P_{el} \ge 1$  MW<sub>el</sub>
- PES > 0% se  $P_{el} < 1$  MW<sub>el</sub>

Nel presente studio deve essere considerato un PES > 0% poiché in tutte le condizioni di carico la potenza elettrica generata dal CHP è sempre minore di 1 MW<sub>el</sub> (tabella 28: 0,499 MW<sub>el</sub>).

I rendimenti separati sono riferiti alle condizioni standard, per cui è necessario conoscere i seguenti dati: anno di costruzione dell'impianto, tipo di combustibile, tipologia di utilizzo del calore, temperatura media annuale della località di installazione, livello di tensione di connessione alla rete elettrica nazionale, percentuale di autoconsumo di energia elettrica e percentuale di immissione in rete di energia elettrica.

#### Rendimento elettrico separato

All. I:

I valori di rendimento di riferimento armonizzati per la produzione separata di energia elettrica riportati in tabella 45 sono basati sul potere termico inferiore e sulle condizioni ISO atmosferiche standard (temperatura ambientale di 15 °C, pressione di 1,013 bar, umidità relativa del 60 %).

			Anno si costruzio		ione	
Cate	Categoria Tipo di combustibile		Antecedente al 2012	2012-2015	Dal 2016	
	G10	Gas naturale, GPL, GNL e biometano	52,5	52,5	53,0	
	G11	Gas di raffineria, idrogeno e gas di sinstesi	44,2	44,2	44,2	
Gassosi G1	G12	Biogas da digestione anaerobica, gas da impianti di trattamento di acque reflue e gas di discarica	42,0	42,0	42,0	
	G13	Gas di cockeria, gas di altoforno, gas da estrazioni minerarie e altri gas di recupero (escluso gas di raffineria)	35,0	35,0	35,0	

tabella 45 – Valori di rendimento armonizzati per la produzione separata di energia elettrica

<sup>11</sup> <u>https://www.parlamento.it/parlam/leggi/deleghe/07020dl.htm</u>

#### All. III:

La correzione in funzione della temperatura ambientale è basata sulla differenza tra la temperatura media annuale in uno Stato membro e le condizioni ISO atmosferiche standard (15 °C). La correzione si effettua nel modo seguente:

- perdita di rendimento di 0,1 punto percentuale per ogni grado al di sopra dei 15 °C;
- guadagno di rendimento di 0,1 punto percentuale per ogni grado al di sotto dei 15 °C.

La correzione in funzione della temperatura ambientale si applica solo ai combustibili gassosi (G10, G11, G12, G13).

All. IV:

Fattori di correzione legati alle perdite evitate sulla rete grazie all'applicazione dei valori di rendimento di riferimento ammortizzati per la produzione separata di energia elettrica.

Livello di tensione di connessione	Fattore di correzione (all'esterno del sito)	Fattore di correzione (all'interno del sito)
≥ 345 kV	1	0,976
$\geq 200 - < 345  kV$	0,972	0,963
$\geq 100 - < 200  \text{kV}$	0,963	0,951
$\geq 50 - < 100 \text{ kV}$	0,952	0,936
$\geq$ 12- < 50 kV	0,935	0,914
$\geq$ 0, 45-< 12 kV	0,918	0,891
< 0,45 kV	0,888	0,851

tabella 46 - Fattori di correzione in funzione del livello di tensione di connessione

Dopo la correzione per tenere conto delle perdite sulla rete, il valore di rendimento di riferimento per la produzione separata di energia elettrica in questa unità di cogenerazione (sulla base della media ponderata dei fattori contenuti nel presente allegato) è dato da:

$$\eta_{el,s} = \eta'_{el,s}(p_{auto}\%_{auto} + p_{rete}\%_{rete})$$
(40)

Dove:

- $\eta'_{el,s}$  = rendimento elettrico separato corretto tramite All. I-III [-]
- $p_{auto}$  = fattore di correzione all'interno del sito [-]
- %<sub>auto</sub> = percentuale annuale di autoconsumo di energia elettrica [-]
- *p<sub>rete</sub>* = fattore di correzione all'interno del sito [-]
- $\mathscr{W}_{auto}$  = percentuale annuale di immissione in rete di energia elettrica [-]

#### • Rendimento termico separato

All. II:

I valori di rendimento di riferimento armonizzati per la produzione separata di calore riportati nella tabella 47 sono basati sul potere termico inferiore e sulle condizioni ISO atmosferiche standard (temperatura ambientale di 15 °C, pressione di 1,013 bar, umidità relativa del 60 %).

Categoria Tipo di combustibile		Anno si costruzione						
			Antecedente al 2016			Dal 2016		
		Tipo di combustibile	Acqua calda	Vapore	Utilizzo diretto gas di scarico	Acqua calda	Vapore	Utilizzo diretto gas di scarico
	G10	Gas naturale, GPL, GNL e biometano	90	85	82	92	87	84
	G11	Gas di raffineria, idrogeno e gas di sinstesi	89	84	81	90	85	82
Gassosi G1	G12	Biogas da digestione anaerobica, gas da impianti di trattamento di acque reflue e gas di discarica	70	65	62	80	75	72
	G13	Gas di cockeria, gas di altoforno, gas da estrazioni minerarie e altri gas di recupero (escluso gas di raffineria)	80	75	72	80	75	72

tabella 47 – Valori di rendimento di riferimento armonizzati per la produzione separata di calore

Di conseguenza, trattandosi di gas naturale, il rendimento elettrico separato armonizzato è pari a 53% per impianti costruiti dopo il 2016 in riferimento alla categoria G10. Tale valore deve essere corretto in conformità ad All. III: la temperatura media annuale di Torino è di 12,4°C [43]. Essendo la temperatura media minore di 15°C bisogna aggiungere 0,1 punto percentuale per ogni grado inferiore a 15°C, passando a 53,26%. Infine, dall'allegato IV bisogna correggere il valore di rendimento separato tramite un fattore di correzione legato alle perdite evitate sulla rete. Il TE produce abbastanza energia elettrica da alimentare gli autoconsumi dell'impianto e da vendere il restante quantitativo di energia in rete, per cui il CHP immetterà al 100% la propria produzione elettrica nella grid. Il TE e il CHP saranno collegati, tramite una cabina MT-BT accessibile da Enel alla rete elettrica nazionale, da cui è possibile desumere il livello di tensione di connessione, pari a 400 V. Perciò il valore del rendimento di produzione elettrica separata da utilizzare sarà di:

$$\eta_{el.s} = 0,5326 \cdot (0,851 \cdot 100\% + 0,888 \cdot 0\%) = 45,32\%$$

Per quanto riguarda il rendimento per produzione separata di calore, nella categoria G10 viene preso il valore di 0,92 per la produzione di acqua calda utilizzata per il preriscaldamento.

$$\eta_{th,s} = 92,00\%$$

A consuntivo, l'energia del GN bruciata nel MCI è di 4,58 GWh<sub>f</sub>/ yr (4578079 kWh<sub>f</sub>/ yr). Avendo noti tutti i dati si può passare al calcolo del PES:

Analisi economica

$$PES = 1 - \frac{E_{fuel}}{\frac{E_{el}}{\eta_{el,s}} + \frac{E_{th}}{\eta_{th,s}}} = 1 - \frac{4578079 \left[\frac{\text{kWh}_{f}}{\text{yr}}\right]}{\frac{1788072 \left[\frac{\text{kWh}_{el}}{\text{yr}}\right]}{45,32\%} + \frac{1999694 \left[\frac{\text{kWh}_{th}}{\text{yr}}\right]}{92,00\%}} = 25,19\% > 0\%$$

Siccome PES > 0% è verificata la prima condizione di accesso per il riconoscimento di CAR. La seconda fase riguarda la verifica del rendimento globale annuale, il quale deve essere maggiore del 75% per i MCI.

$$\eta_{el} = \frac{E_{el}}{E_{fuel}} = \frac{1788072 \left[\frac{\text{kWh}_{el}}{\text{yr}}\right]}{4578079 \left[\frac{\text{kWh}_{f}}{\text{yr}}\right]} = 39,06\%$$
$$\eta_{th} = \frac{E_{th}}{E_{fuel}} = \frac{1999694 \left[\frac{\text{kWh}_{th}}{\text{yr}}\right]}{4578079 \left[\frac{\text{kWh}_{f}}{\text{yr}}\right]} = 43,68\%$$
$$EUF = \eta_{el} + \eta_{th} = 82,74\% > 75\%$$

In questo caso, il cogeneratore otterrà la qualifica di CAR – cogenerazione ad alto rendimento. La figura 97 mostra i due limiti di rendimento globale entro cui è necessario rimanere al fine del riconoscimento degli incentivi, rispettivamente EUF = 75% ed EUF = 100% (caso limite). Inoltre, vi è anche una linea di demarcazione facente riferimento al valore di PES = 0%. Come si può osservare, in diverse condizioni di carico (100%, 75% e 50%) il CHP è ampiamente entro i limiti imposti dalla 2004/08/EC [39]; vi è anche il valore di EUF medio annuale calcolato in precedenza, il quale però è poco visibile nella rappresentazione in quanto è sovrapposto al valore che il rendimento globale assume al 75% del carico.



figura 97 – Riconoscimento CAR: EUF > 75%, PES > 0%

La qualifica CAR concede i seguenti benefici:

- Priorità di dispacciamento dell'energia elettrica prodotta da unita prevalentemente CAR rispetto a quella prodotta da fonti convenzionali (art. 11, comma 4 del Decreto Legislativo 16 marzo 1999, n.79)
- Le agevolazioni fiscali sull'accisa del gas metano utilizzato per la cogenerazione (Decreto Legislativo 26 ottobre 1995, n.504 aggiornato dal Decreto Legislativo 2 febbraio 2007, n.26)
- Accesso al meccanismo dei TEE rispetto a quella prodotta da fonti convenzionali (secondo modalità del Decreto del Ministero dello Sviluppo Economico 5 settembre 2011)
- La possibilità di accedere al servizio di scambio sul posto dell'energia elettrica prodotta da impianti di Cogenerazione ad Alto Rendimento con potenza nominale fino a 200 kW (deliberazione 3 giugno 2008 – ARG/elt 74/08 "Testo integrato delle modalità e delle condizioni tecnico-economiche per lo scambio sul posto" (TISP) e s.m.i.)
- L'esenzione del pagamento degli oneri generali di sistema (con vincolo su produzione cogenerativa)

Il diritto all'emissione dei CB è previsto per ciascun anno solare in cui l'unità soddisfi i requisiti della CAR. Il numero dei CB è proporzionale al risparmio energetico (MWh/yr) ottenuto secondo la formula:

$$Risparmio = \frac{E_{el,CHP}}{\eta_{el,rif}} + \frac{E_{th,CHP}}{\eta_{th,rif}} - E_{fuel,CHP}$$
(41)

Dove:

- $E_{el,CHP}$  = energia elettrica prodotta dal CHP [MWh/yr]
- $E_{th,CHP}$  = energia termica prodotta dal CHP [MWh/yr]
- $E_{fuel,CHP}$  = energia di alimentazione al CHP [MWh/y]
- $\eta_{el,rif}$  = rendimento medio convenzionale del parco di produzione elettrica italiano. Valore di 0,46 da correggere con fattore p (funzione della tensione e del rapporto  $E_{immessa,in\,rete}/E_{consumata,in\,loco}$ ) e temperatura
- $\eta_{th,rif}$  = rendimento medio convenzionale nel parco di produzione termico italiano 0,90 nel caso di produzione vapore/acqua calda 0,82 nel caso di uso diretto dei gas di scarico.

Le variabili  $E_{el,CHP}$ ,  $E_{th,CHP}$  ed  $E_{fuel,CHP}$  sono le medesime grandezze già utilizzate per il calcolo del PES. In questa primo caso tipo, in cui il CHP è spento sotto il 50% del carico (non in inseguimento termico) e il rendimento di espansione della turbina in progetto è del 72% il risparmio energetico annuale vale:

tabella 48 - Valori utilizzati nel calcolo del risparmio di energia primaria in MWh, nella configurazione Cogeneratore (non in inseguimento termico) - Turboespansore, nel caso in cui il rendimento isoentropico di espansione di design = 72%

Risparmio [MWh]Layout: CHP-TE (non in inseguimento termico) $\eta_{is,DP} = 72\%$				
	Valore	<b>U.M.</b>		
E <sub>th,CHP</sub>	1.999,694	MWh <sub>th</sub> /yr		
E <sub>el,CHP</sub>	1.788,073	MWh <sub>el</sub> /yr		
E <sub>fuel,CHP</sub>	4.578,079	MWh <sub>f</sub> /yr		
$f_t$	0,086	tep/MWh <sub>th</sub>		
$\eta_{el,rif}$	45,32	%		
$\eta_{th,rif}$	90,00	%		

$$Risparmio = \frac{1788,073 \left[\frac{MWh_{el}}{yr}\right]}{45,32\%} + \frac{1999,694 \left[\frac{MWh_{th}}{yr}\right]}{90\%} - 4578,079 \left[\frac{MWh_{f}}{yr}\right] = 1589,242 \frac{MWh_{r}}{yr}$$

Il numero di certificati bianchi ottenibili per l'anno solare di richiesta ascrivibili alla tipologia II vengono calcolati mediante la forma:

$$CB_{CAR} = Risp \cdot f_t \cdot k \tag{42}$$

1

Dove:

- Risp = risparmio energetico [MWh/yr]
- $f_t$  = fattore di conversione pari a 0,086 tep/MWh<sub>th</sub>

 $P > 100 MW_{el}$ 

-  $k = \text{coefficiente di armonizzazione funzione della potenza dell'unità di cogenerazione come CAR$ 

 Potenza unità CAR
 k

  $P < 1 MW_{el}$  1,4

  $1 < P < 10 MW_{el}$  1,3

  $10 < P < 80 MW_{el}$  1,2

  $80 < P < 100 MW_{el}$  1,1

tabella 49 - coefficiente di armonizzazione funzione dell'unità di cogenerazione come CAR

La potenza elettrica dell'unità di cogenerazione qualificata CAR è minore di 1  $MW_{el}$ , pertanto il coefficiente di armonizzazione k = 1,4:

$$CB_{CAR} = 1589,242 \left[\frac{\text{MWh}}{\text{yr}}\right] \cdot 0,086 \left[\frac{\text{tep}}{\text{MWh}}\right] \cdot 1,4 = 191 \frac{\text{tep}}{\text{yr}} = 191 \frac{\text{TEE}}{\text{yr}}$$

Pertanto, in questa configurazione, si ha un introito generato grazie alla vendita dei CB sul mercato del GME pari a:

$$Ricavi_{TEE} = 191 \left[\frac{\text{tep}}{\text{yr}}\right] \cdot 260 \left[\frac{\text{€}}{\text{tep}}\right] = 49.765 \frac{\text{€}}{\text{yr}}$$

L'incentivazione vale 10 anni.

# 7.1.3 Simple Pay Back - SPB

In questo capitolo si vuole mostrare il calcolo del tempo di ritorno semplice dell'investimento, ovvero quel periodo di tempo, in termini di anni, che intercorre tra l'investimento iniziale speso per la realizzazione dell'opera di studio e il periodo che si impiega per recuperarlo pienamente. In altre parole, il SPB rappresenta il tempo in cui il bilancio è nullo. Per calcolare questo indicatore economico si è ricorso al parametro EBITDA, acronimo di Earnings Before Interests Taxes Depreciation and Amortization. Con questo termine si intende il margine operativo lordo, o MOL, ovvero un indicatore impiegato nell'ambito della valutazione aziendale e dei titoli azionari o del profitto netto dell'azienda, al lordo dei tassi di interesse e delle tasse applicate.

Spesso quando si parla di valutazione economiche di un investimento, l'EBITDA è un parametro di particolare rilevanza, usato soprattutto in occasione delle pubblicazioni di report e bilanci finanziari legati alle società quotate. Rappresenta infatti l'indicatore più utilizzato dagli analisti che ne sfruttano le caratteristiche quando è necessario comunicare stime e pronostici legati al prezzo obiettivo di un'azione, considerandolo come un vero e proprio riferimento nella valutazione di un investimento.

Trascurando l'attualizzazione del denaro e il tasso di sconto, il metodo prevede di identificare le seguenti voci:

- Investimenti fissi: costo capitale (CAPEX) che si immagina spendere all'anno 0
- MOL: Margine Operativo Lordo, differenza tra ricavi e costi

Pertanto, il Margine Operativo Lordo, MOL, viene calcolato come:

$$MOL = Ricavi - Costi [€]$$
(43)

I ricavi, nell'impianto in esame, sono di due tipi:

- Ricavi generati dalla vendita di energia elettrica in rete
- Ricavi generati dalla vendita dei TEE

$$Ricavi = Ricavi_{En.EL} + Ricavi_{TEE} [\epsilon]$$
(44)

I costi sono:

- Costo di O&M
- Costo del GN per la produzione di energia elettrica da parte del CHP e delle caldaie

$$Costi = Costi_{gas} + Costi_{O\&M} [€]$$
(45)

Il tempo di ritorno dell'investimento semplice, chiamato anche in acronimo SPB, è il tempo in cui la sommatoria dei flussi di cassi sono nulli, ovvero esprime il periodo di tempo in cui l'impianto avrà un profitto positivo e l'investimento è recuperato. Il SPB si esprime in un periodo di tempo, solitamente in anni.

Per calcolare il SPB, è necessario calcolare il seguente rapporto:

$$SPB = \frac{I}{\Delta MOL} = \frac{CAPEX}{MOL_{ex-post} - MOL_{ex-ante}} [yr]$$
(46)

A numeratore vi sono gli investimenti fissi di realizzazione dell'impianto ex-post, come descritto nel capitolo 7.1.1.1, a denominatore vi è la differenza tra il margine operativo lordo della configurazione ex-post meno il MOL nella configurazione ex-ante. Viene calcolato il  $\Delta MOL$ , in quanto l'impianto di analisi non è di nuova realizzazione, ma è un miglioramento della cabina esistente, la quale aveva già dei costi di O&M e del combustibile di alimentazione delle caldaie per il preriscaldamento. Di conseguenza:

$$MOL_{ex-post} = (Ricavi_{En,El} + Ricavi_{TEE}) - (Costi_{gas,Boiler} + Costi_{gas,CHP} + Costi_{O\&M}) [€]$$
$$MOL_{ex-ante} = 0 - (Costi_{gas,Boiler} + Costi_{O\&M}) [€]$$

Il MOL ex-ante non presenta alcun contributo di ricavo, in quanto non vi è valorizzazione dell'energia termica, non si ha produzione e vendita di energia elettrica, in quanto l'espansione del gas viene realizzata mediante laminazione statica isoentalpica e non si hanno incentivi né TEE. Di fatto, nella configurazione ex-ante, si hanno sono dei costi che sono pari al costo del combustibile di alimentazione delle caldaie e i costi di O&M. Quest'ultimi, non essendo noti, si sono ritenuti trascurabili, per cui questa voce di costo è stata posta pari a zero.

Il MOL ex-post dovrebbe presentare un bilancio annuale positivo, in quanto i ricavi generati dalla configurazione ex-post sono rappresentati da due voci: i ricavi generati dalla vendita di energia elettrica in rete e i ricavi generati a seguito del risparmio energetico ottenuto, espresso in tep, o in TEE.

# 7.1.3.1 CASO A: PdC+TE

Nella prima configurazione analizzata, ovvero quella in cui si prevede una Pompa di Calore elettrica come sistema di preriscaldamento che lavori in inseguimento termico e un turboespansore in parallelo alla linea di laminazione, in grado di avere un rendimento isoentropico al punto di progetto pari al 72%, si riporta il VAN a 10 anni e il SPB, includendo i TEE conseguibili, calcolati nel capitolo 7.1.2.2.1.

In tabella 50 si riassumono le ipotesi di calcolo.

tabella 50 - Analisi economica ipotesi di funzionamento con PdC in inseguimento termico della potenza termica richiesta dalla turboespansione, il quale ha un rendimento di espansione in progetto del 72%

LAYOUT: PDC-TE				
Parametro	Valore	U.M.		
Vita utile di analisi	10	Anni		
Tasso di inflazione	0	%		
Tasso di sconto	0	%		
$\eta_{is,DP}$	72	%		
Costo unitario acquisto gas	100	€/MWh		
Prezzo vendita energia elettrica	250	€/MWh		
Costo di O&M	49.000	€/yr		
Producibilità elettrica totale	710,710	MWh/yr		
Ricavi vendita energia elettrica	177.678	€/yr		
Energia del combustibile bruciato in caldaia	113,9	MWh/yr		
Costi per il combustibile bruciato in caldaia	11.390	€/yr		
TEE generati	54	tee/yr		
Quotazione TEE	260	€/yr		
Profitto dalla vendita dei TEE	13.953	€/yr		
Investimento inziale	3.631.899,55	€		

tabella 51 - Flussi di cassa nell'ipotesi che la PDC lavori in inseguimento termico e il rendimento di espansione del TE è del 72% a carico nominale

Anno	N° anno	I [€]	EBITDA [€]	∑ F <sub>k</sub> [€]
2022	0	-3.631.899	207.313	-3.424.587
2023	1	0	207.313	-3.247.273
2024	2	0	207.313	-3.009.960
2025	3	0	207.313	-2.802.647
2026	4	0	207.313	-2.595.334
2027	5	0	207.313	-2.388.021
2028	6	0	207.313	-2.180.708
2029	7	0	207.313	-1.973.395
2030	8	0	207.313	-1.766.082
2031	9	0	207.313	-1.558.769
2032	10	0	207.313	-1.351.456



figura 98 - Flussi di cassa nel layout PDC (in inseguimento termico) e il TE (rendimento espansione in progetto 72%), comprensivi di TEE

Come si evince dalla figura 98, questa configurazione impiantistica non è economicamente conveniente a causa della bassa producibilità elettrica annuale (c.a. 0,6 GWh/yr, ovvero 178 k€/yr), a causa dei costi legati al preriscaldamento del gas naturale richiesto dalla turboespansione (c.a. 11 k€/yr) e a causa dei costi di conduzione e di manutenzione (49 k€/yr) i quali, in questo scenario, sono circa cinque volte quelli di spesa legata al prelievo di combustibile dalla rete Snam. Non attualizzando il valore del denaro si ottiene un margine operativo lordo rispetto alla configurazione ex-ante di c.a. 207 k€/yr; pertanto, sotto queste ipotesi il SPB è intorno al 17° anno, il che esclude in automatico questo layout nelle valutazioni di fattibilità. Il VAN a 10 anni è di -1,4 M€.

# 7.1.3.2 CASO B: CHP+TE

Nell'altro layout analizzato, ovvero quello in cui si prevede un cogeneratore di tipo MCI come sistema di preriscaldamento che lavori in inseguimento termico fino al 50% del carico nominale e un turboespansore in parallelo alla linea di laminazione, in grado di avere un rendimento isoentropico al punto di progetto pari al 72%, si riporta il VAN a 10 anni e il SPB, includendo i TEE conseguibili, calcolati nel capitolo 7.1.2.2.1.

In tabella 52 si riassumono le ipotesi di calcolo.

tabella 52 - Analisi economica ipotesi di funzionamento con CHP non in inseguimento termico della potenza termica richiesta dalla turboespansione, il quale ha un rendimento di espansione in progetto del 72%

LAYOUT: CHP-TE				
Parametro	Valore	<b>U.M.</b>		
Vita utile di analisi	10	Anni		
Tasso di inflazione	0	%		
Tasso di sconto	0	%		
$\eta_{is,DP}$	72	%		
Costo unitario acquisto gas	100	€/MWh		
Prezzo vendita energia elettrica	250	€/MWh		
Costo di O&M	52.000,00	€/yr		
Producibilità elettrica TE	1.835,681	MWh/yr		
Ricavi vendita energia elettrica TE	458.920	€/yr		
Producibilità elettrica CHP	1.788,072	MWh/yr		
Ricavi vendita energia elettrica CHP	447.018	€/yr		
Energia del combustibile bruciato in caldaia	1.132,561	MWh/yr		
Costi per il combustibile bruciato in caldaia	113.256	€/yr		
Energia del combustibile bruciato al CHP	4.578,679	MWh/yr		
Costi per il combustibile bruciato al CHP	457.808	€/yr		
TEE generati	191	tee/yr		
Quotazione TEE	260	€/yr		
Profitto dalla vendita dei TEE	49.765,00	€/yr		
Investimento inziale	3.856.149,36	€		

tabella 53 - Flussi di cassa nell'ipotesi che il CHP non lavori in inseguimento termico e il rendimento di espansione del TE è del 72% a carico nominale

Anno	N° anno	I [€]	EBITDA [€]	∑ F <sub>k</sub> [€]
2022	0	-3.631.899	408.212	-3.447.938
2023	1	0	408.212	-3.039.726
2024	2	0	408.212	-2.631.515
2025	3	0	408.212	-2.223.303
2026	4	0	408.212	-1.815.092
2027	5	0	408.212	-1.406.880
2028	6	0	408.212	-998.669
2029	7	0	408.212	-590.457
2030	8	0	408.212	-182.246
2031	9	0	408.212	225.966
2032	10	0	408.212	634.177



figura 99 - Flussi di cassa nel layout CHP (non in inseguimento termico) e il TE (rendimento espansione in progetto 72%), comprensivi di TEE

Come si evince dalla figura 99, questa configurazione impiantistica è più conveniente rispetto al primo layout studiato, il quale prevedeva una pompa di calore elettrica come tecnologia di preriscaldamento, ma presenta ancora un bilancio a dieci anni migliorabile.

Non attualizzando il valore del denaro si ha un VAN a 10 anni di +0,6 M€. Questo andamento è legato a due fattori: il primo è relazionato al costo del combustibile, il secondo è legato l'ipotesi di funzionamento a carico parziale della macchina. In questa configurazione, il prezzo del combustibile è molto impattante circa la profittabilità dell'impianto in guanto il CHP consuma annualmente c.a. 973,96 kSm<sup>3</sup> di GN (4,6 GWh/yr), il che si traduce in un costo di alimentazione della macchina di c.a. 457 k€/yr, considerando il prezzo del GN pari a 100 €/MWh. In aggiunta, nell'ipotesi che il cogeneratore lavori solo ed esclusivamente sopra il 50% del carico di progetto, l'energia elettrica dei periodi invernali è sensibilmente ridotta in quanto il CHP rimane spento perché, in questi periodi, la vendita dell'energia elettrica è univocamente del TE il quale, per alcuni periodi, si vede uno scenario per il quale il TE è acceso e il CHP è spento. Di conseguenza, il TE è alimentato dai Boiler esistenti per la fascia di preriscaldamento che va dallo 0 al 50% del carico, nei periodi invernali (da c.a. ottobre a c.a. aprile): mentre è alimentato esclusivamente dai Boiler esistenti nei mesi esitivi, guando la richiesta di GN all'utenza è esigua (< 5000 Sm<sup>3</sup>/h). In tal modo, le caldaie devono garantire sia la temperatura di preriscaldamento prima della turboespasione, il che si traduce in un extra costo del combustibile di alimentazione delle stesse senza alcuna profittabilità generata dalla vendita di energia del cogeneratore e sia la temperatura di ingresso alla linea esistente di laminazione statica.

# 7.2 Analisi di sensitività

L'analisi di sensitività è di seguito esposta è stata redatta considerando due macro-casi:

- 1. Scenario 1: Prezzo energia elettrica (50 €/MWh), prezzo gas (35 €/MWh)
- 2. Scenario 2: Prezzo energia elettrica (250 €/MWh), prezzo gas (100 €/MWh)

Questa distinzione è stata imposta sulla base degli aumenti dei prezzi dell'energia elettrica e del gas naturale registrati dalla seconda metà del 2021 sul sito del GME. Di conseguenza, la distinzione principale tra i due sotto casi è il prezzo di vendita dell'energia elettrica (PUN) immessa in rete e il prezzo di acquisto del gas da Snam. Pertanto, lo "Scenario 1" fa riferimento al caso in cui l'impianto fosse stato realizzato in epoca precrisi energetica, lo "Scenario 2" fa invece riferimento al periodo odierno (luglio 2022) ovvero a seguito degli aumenti dell'energia elettrica e del gas, ovvero post crisi energetica.

In entrambe le condizioni, vengono fatti variare i seguenti parametri:

- Rendimento isoentropico al punto di progetto del turboespansore, lasciando invariato l'andamento ai carichi parziali come da figura 54;
- Inseguimento termico del cogeneratore.

La pompa di calore lavora sempre in inseguimento termico, in accordo con il costruttore Teon, mentre il cogeneratore è necessario che lavori in inseguimento termico con il preriscaldamento per la turboespansione, ma non è noto il range di operatività in quanto non si hanno contatti con alcun Costruttore. In caso contrario, tale tecnologia risulterebbe economicamente poco vantaggiosa, come si evince dal capitolo 7.1.3.2. Pertanto, in questa analisi di sensitività viene ipotizzato che sia il CHP che la Pompa di Calore lavorino in inseguimento termico anche al di sotto del 50% del carico, idealmente fino allo 0%. Il CHP, negli scenari 7.2.1.1 e 7.2.2.1 successivamente proposti, funziona dal carico minimo possibile al 100%: il carico minimo, idealmente pari a 0%, è circa del 12% nei casi sopracitati e studiati. Questo funzionamento così ampio: tipicamente il carico minimo si assesta intorno al 20% di quello di progetto, al di sotto del quale la macchina non riesce ad operare. Quest'ultima configurazione è stata analizzata nello scenario 7.2.2.2.

Riassumendo, gli scenari analizzati sono i seguenti:

- 1. Scenario 1: Prezzo energia elettrica (50 €/MWh), prezzo gas (35 €/MWh)
  - 1.1. Scenario 1.1: CHP (inseguimento 0-100%) + TE
  - 1.2. Scenario 1.2: PDC (inseguimento 0-100%) + TE
- 2. Scenario 2: Prezzo energia elettrica (250 €/MWh), prezzo gas (100 €/MWh)
  - 2.1. Scenario 2.1: CHP (inseguimento 0-100%) + TE
  - 2.2. Scenario 2.2: CHP (inseguimento 20-100%) + TE
  - 2.3. Scenario 2.3: PDC (inseguimento 0-100%) + TE

## 7.2.1 Scenario 1

In questo scenario i prezzi di vendita e di acquisto dell'energia elettrica sono riassunti in tabella 54.

Parametro	Valore	U.M.
Prezzo vendita En. El.	50	€/MWh
Prezzo acquisto del gas	35	€/MWh

tabella 54 - Scenario 1: Pre crisi energetica

Sia il CHP che la PdC lavorano in inseguimento termico. Il parametro che viene fatto variare è il rendimento di espansione al punto di progetto, rispettivamente 72%, 60% e 50%.

Viene inoltre calcolato il rapporto tra il prezzo dell'energia elettrica e il costo d'acquisto del GN, come nella forma seguente:

$$\frac{C_{En,El}}{C_{GN}} = \frac{50 \left[\frac{\epsilon}{\text{MWh}}\right]}{35 \left[\frac{\epsilon}{\text{MWh}}\right]} = 1,43$$

#### 7.2.1.1 Scenario 1.1: CHP (inseguimento termico) + TE

In questo scenario, si vede il CHP in inseguimento termico in accoppiamento con il TE. Al variare del rendimento di espansione di quest'ultimo in condizioni di progetto, in accordo con l'andamento desunto dalla figura 54, viene calcolato il Valore Attuale Netto a dieci anni dall'installazione e il tempo di ritorno semplice dell'investimento.

tabella 55 – VAN(10 yr) e SPB nel primo scenario: Prezzo GN = 35 €/MWh, Prezzo Energia Elettrica = 50 €/MWh. CHP in inseguimento termico nel range 0-100%

Layout: CHP+TE (in inseguimento termico 0-100%)			
$\eta_{is,DP}$	VAN (10 yr) [€]	SPB [yr]	
72	-3.139.113	59,16	
60	-3.171.320	61,94	
50	-3.161.832	61,09	



figura 100 – Andamento dei flussi di cassa al variare del rendimento di espansione in progetto del TE. Layout: CHP(0-100% carico) + TE. Prezzo gas = 35 €/MWh. Prezzo En. EL=50 €/MWh

Come si nota, a causa del basso valore del rapporto tra il prezzo di vendita dell'energia elettrica e il prezzo di acquisto del GN, il SPB è dell'ordine dei 60 anni, il che renderebbe irrealizzabile l'opera. Uno dei motivi del basso valore dell'EBITDA (c.a. 65 k€/yr) è dovuto dal basso valore di valorizzazione dell'energia elettrica venduta sul mercato. Nonostante in questa configurazione, il CHP lavori da un carico minimo del 12% ad un carico massimo di c.a. 80%, i costi di O&M annuali (53 k€/yr) è il costo del GN di alimentazione del CHP sono molto esosi.

#### 7.2.1.2 Scenario 1.2: PdC (inseguimento termico) + TE

In questo scenario, si vede la PDC in inseguimento termico in accoppiamento con il TE. Al variare del rendimento di espansione di quest'ultimo in condizioni di progetto, in accordo con l'andamento desunto dalla figura 54, viene calcolato il Valore Attuale Netto a dieci anni dall'installazione e il tempo di ritorno semplice dell'investimento.

Layout: PDC+TE (in inseguimento termico 0-100%)				
$\eta_{is,DP}$	VAN (10 yr) [€]	SPB [yr]		
72	-3.377.497	157,04		
60	-3.366.592	150,58		
50	-3.400.152	172,39		

tabella 56 - VAN(10 yr) e SPB nel primo scenario: Prezzo GN = 35 €/MWh, Prezzo Energia Elettrica = 50 €/MWh. PDC in inseguimento termico nel range 0-100%



figura 101 - Andamento dei flussi di cassa al variare del rendimento di espansione in progetto del TE. Layout: PDC(0-100% carico) + TE. Prezzo gas = 35 €/MWh. Prezzo En. EL=50 €/MWh

La configurazione con la Pompa di Calore elettrica è ancora più svantaggiosa dal punto di vista economico rispetto al layout del cogeneratore. Non a caso, la pendenza della curva dell'EBITDA nella figura soprastante mostra un coefficiente angolare quasi nullo: il VAN a 10 anni dall'installazione è di -3,4 M€ nella miglior configurazione possibile, ovvero quella che vede il TE avente un rendimento al punto di progetto del 72%. Il SPB è dell'ordine dei 150 anni, il che esclude in automatico la realizzazione dell'opera.

#### 7.2.2 Scenario 2

In questo secondo scenario i prezzi di vendita e di acquisto dell'energia elettrica sono riassunti in tabella 57.

Parametro	Valore	U.M.
Prezzo vendita En. El.	250	€/MWh
Prezzo acquisto del gas	100	€/MWh

Sia il CHP che la PdC lavorano in inseguimento termico. Il parametro che viene fatto variare è il rendimento di espansione al punto di progetto, rispettivamente 72%, 60% e 50%.

Viene inoltre calcolato il rapporto tra il prezzo dell'energia elettrica e il costo d'acquisto del GN, come nella forma seguente:

$$\frac{C_{En,El}}{C_{GN}} = \frac{250 \left[\frac{\textcircled{\bullet}}{MWh}\right]}{100 \left[\frac{\textcircled{\bullet}}{MWh}\right]} = 2,50$$

#### 7.2.2.1 Scenario 2.1: CHP (inseguimento termico) + TE

In questo scenario, si vede il CHP in inseguimento termico in accoppiamento con il TE. Al variare del rendimento di espansione di quest'ultimo in condizioni di progetto, in accordo con l'andamento desunto dalla figura 54, viene calcolato il Valore Attuale Netto a dieci anni dall'installazione e il tempo di ritorno semplice dell'investimento.

tabella 58 - VAN(10 yr) e SPB nel primo scenario: Prezzo  $GN = 100 \notin MWh$ , Prezzo Energia Elettrica =  $250 \notin MWh$ . CHP in inseguimento termico nel range 0-100%

Layout: CHP+TE (in inseguimento termico 0-100%)				
$\eta_{is,DP}$	VAN (10 yr) [€]	SPB [yr]		
72	2.922.929	6,26		
60	2.121.306	7,10		
50	1.608.954	7,76		



figura 102 - Andamento dei flussi di cassa al variare del rendimento di espansione in progetto del TE. Layout: CHP(0-100% carico) + TE. Prezzo gas = 100 €/MWh. Prezzo En. EL=250 €/MWh

Come si osserva dal grafico soprastante, il MOL è positivo in questo scenario, nel caso in cui il prezzo di vendita dell'energia elettrica sia di 250  $\notin$ /MWh e il prezzo di acquisto del GN da Snam sia di 100  $\notin$ /MWh. Inoltre, è interessante osservare che il rendimento isoentropico di espansione della turbina al punto di progetto non influenza di tanto il SPB sul breve periodo: il VAN a 10 anni nel caso in cui  $\eta_{is,DP}=72\%$  è di 2,9 M $\notin$ , mentre vale 2,1 M $\notin$  per  $\eta_{is,DP}=60\%$  e vale 1,61 M $\notin$  per  $\eta_{is,DP}=50\%$ .

Il tempo di ritorno semplice dell'investimento nei tre sotto casi è di c.a. 7 anni in media.

#### 7.2.2.2 Scenario 2.2: CHP (inseguimento termico dal 20% del carico) + TE

In questo scenario, si vede il CHP in inseguimento termico in accoppiamento con il TE. Al variare del rendimento di espansione di quest'ultimo in condizioni di progetto, in accordo con l'andamento desunto dalla figura 54, viene calcolato il Valore Attuale Netto a dieci anni dall'installazione e il tempo di ritorno semplice dell'investimento.

La differenza principale rispetto ai casi precedenti è che il CHP non lavora da carico nullo fino al 100%, bensì dal 20% in poi: questa è una ipotesi realistica di funzionamento per i MCI odierni installati nel parco italiano.

tabella 59 - VAN(10 yr) e SPB nel primo scenario: Prezzo  $GN = 100 \ \epsilon/MWh$ , Prezzo Energia Elettrica = 250  $\epsilon/MWh$ . CHP in inseguimento termico nel range 20-100%

Layout: CHP+TE (in inseguimento termico 20-100%)				
$\eta_{is,DP}$	VAN (10 yr) [€]	SPB [yr]		
72	3.477.230	5,78		
60	2.845.494	6,33		
50	2.484.089	6,69		



figura 103 - Andamento dei flussi di cassa al variare del rendimento di espansione in progetto del TE. Layout: CHP(20-100% carico) + TE. Prezzo gas = 100 €/MWh. Prezzo En. EL=250 €/MWh

È curioso osservare come nel caso in cui il carico del CHP sia modulabile dal 20% al 100% il VAN a 10 anni sia maggiore e il SPB sia minore rispetto al layout in cui il cogeneratore lavori per x = 0-100%. Questo andamento è spiegabile in virtù del consumo di combustibile da parte del MCI per la generazione di energia elettrica. Infatti, il consumo di combustibile aggiuntivo per il funzionamento del CHP sotto il 20% del carico non ripaga la produzione di energia elettrica aggiuntiva che si avrebbe rispetto al funzionamento dello stesso fino al 20% della potenza nominale.

#### 7.2.2.3 Scenario 2.3: PdC (inseguimento termico) + TE

In questo scenario, si vede la PDC in inseguimento termico in accoppiamento con il TE. Al variare del rendimento di espansione di quest'ultimo in condizioni di progetto, in accordo con l'andamento desunto dalla figura 54, viene calcolato il Valore Attuale Netto a dieci anni dall'installazione e il tempo di ritorno semplice dell'investimento.

tabella 60 - VAN(10 yr) e SPB nel primo scenario: Prezzo  $GN = 100 \notin MWh$ , Prezzo Energia Elettrica = 250  $\notin MWh$ . PDC in inseguimento termico nel range 0-100%

Layout: PDC+TE (in inseguimento termico 0-100%)			
$\eta_{is,DP}$	VAN (10 yr) [€]	SPB [yr]	
72	-1.351.456	17,52	
60	-1.481.699	18,58	
50	-1.710.768	20,80	



figura 104 - Andamento dei flussi di cassa al variare del rendimento di espansione in progetto del TE. Layout: PDC(0-100% carico) + TE. Prezzo gas = 100 €/MWh. Prezzo En. EL=250 €/MWh

Nonostante il prezzo di vendita dell'energia elettrica di 250 €/MWh la soluzione PdC-TE risulta sempre svantaggiosa e irrealizzabile in confronto con la soluzione che vede il cogeneratore. L'ordine di grandezza del tempo di ritorno dell'investimento semplice è dei 20 anni.

# 7.2.3 Confronto degli scenari

In questo capitolo si vogliono confrontare dal punto di vista economico gli scenari 1, 2 e i relativi sotto casi, come spiegato in 7.2.



figura 105 – Confornto economico dei flussi di cassa di tutti gli scenari ipotizzati in un orizzonte temporale di dieci anni, differenziati per rendimento isoentropico in progetto del TE

In figura 105 si riporta un confronto, nel dominio del tempo espresso in anni, del VAN al variare del rendimento di espansione al punto di progetto del TE, il cui andamento di efficienza segue la curva di performance dettata in figura 54 per tutti gli scenari studiati. Come è possibile osservare, la pendenza delle rette varia notevolmente se si confrontano gli scenari che vedono la pompa di calore elettrica e gli scenari che vedono il motore a combustione interna. La derivata prima della curva in un proprio punto è maggiore per i layout in cui è presente il CHP, mentre è minore o nulla, in alcune condizioni, per i layout in cui è presente la PdC. Maggiore è la pendenza della curva è maggiore sono gli introiti generati dall'impianto ex-post rispetto a quello ante. In successione, gli scenari 1.2 e 2.3 sono gli unici due casi in cui la pompa di calore è usata come tecnologia per il preriscaldamento della turboespansione: il prezzo di vendita dell'energia elettrica e il prezzo di acquisto del GN da Snam sono i parametri più influenti per quel che riguarda il VAN e l'EBITDA rispetto al rendimento di design della turbina; ma nonostante le condizioni favorevoli di vendita dell'energia elettrica del caso 2.3, tale soluzione non è economicamente realizzabile: il VAN a dieci anni è sempre negativo e il tempo di ritorno dell'investimento è sempre maggiore di 17 anni in ambedue gli scenari. In aggiunta, gli ingenti costi di conduzione e manutenzione dell'impianto (49 k€/yr) sono delle voci di costo che pesano per il 92% sul bilancio annuale, nell'ipotesi dello scenario 1 (Prezzo energia elettrica 50 €/MWh, prezzo gas 35 €/MWh e  $\eta_{is,DP}$  = 72%), mentre presentano un peso di c.a. 81% nelle ipotesi dello scenario 2 (Prezzo energia elettrica 250 €/MWh, prezzo gas 100 €/MWh e  $\eta_{is,DP}$  = 72%). Nonostante ciò, nelle ipotesi più favorevoli (Prezzo energia elettrica 50  $\in$ /MWh, prezzo gas 35  $\in$ /MWh e  $\eta_{is,DP}$  = 72%), se ipoteticamente i costi di O&M fossero abbattuti a 0 €/yr il SPB sarebbe comunque di 14 anni, il che esclude definitivamente tale layout dai possibili impianti realizzabili.
Osservando, invece, i casi in cui è presente il CHP come tecnologia di preriscaldamento del gas si può rimarcare come il prezzo di vendita dell'energia in rete e il prezzo di acquisto del gas siano i parametri che più influenzano il VAN e la pendenza della curva. D'altro canto, se si osserva lo scenario 1.1 (rosso) si può osservare che la pendenza dell'andamento è sostanzialmente il medesimo per tutti i rendimenti di espansione di design della turbina. Una caratteristica fondamentale per rendere economicamente favorevole l'installazione dell'impianto è avere il CHP che lavori in inseguimento termico anche al di sotto del 50% del carico. In prima approssimazione si potrebbe pensare che più il CHP sia in grado di produrre contestualmente energia termica ed elettrica e più il margine operativo lordo sia vantaggioso. Tale assunzione non è vera, in quanto se da un lato la produzione di energia elettrica del MCI è un parametro che aumenta il ricavo conseguito della tecnologia, dall'altro lato la macchina per funzionare ha bisogno di un quantitativo di GN da bruciare non trascurabile. Di conseguenza, è necessario capire bene fino a che punto è conveniente spingersi con il preriscaldamento affinché non si sia in perdita e il bilancio rimanga positivo. Non a caso, se si confrontano gli scenari 2.1 e 2.2 è possibile vedere come l'inseguimento termico del CHP che massimizza la profittabilità economica non è nel range massimo possibile (0-100%), bensì in quello 20-100%. Questo è possibile spiegarlo in virtù dei costi legati al combustibile bruciato nel MCI. Il carico minimo del CHP nello scenario 2.1 è del 12% c.a. (valore molto improbabile per gli odierni motori a combustione interna) mentre quello tecnologicamente imposto nello scenario 2.2 è del 20%. L'8% di differenza di inseguimento tra i due casi ha come conseguenza una differenza annuale del MOL di 50,4 k€/yr per  $\eta_{is,DP}$  = 72%, di 65 k€/yr per  $\eta_{is,DP}$  = 60% e di 79,6 k€/yr per  $\eta_{is,DP}$  = 50%. Maggiore è il rendimento di espansione al punto di progetto del TE e minore è la forbice di differenza tra l'inseguimento 0-100% e 20-100% del CHP. Questo perché l'extracosto di combustibile è compensato dalla maggiore energia elettrica producibile da parte del turboespansore a seguito del maggiore rendimento in turbina.



figura 106 - Confornto economico del MOL annuale, differenziato per rendimento isoentropico in progetto del TE



figura 107 - Confornto economico del SPB, differenziati per rendimento isoentropico in progetto del TE

Se si imponesse un discriminante sulla scelta della realizzazione o meno di un impianto, si potrebbe scegliere il SPB come indicatore economico di riferimento. Ipotizzando un SPB limite di riferimento pari a 8 anni, valore comunque elevato in quanto tipicamente tale valore viene scelto pari a 3 anni affinché un progetto risulti di interesse, tutti gli scenari con la pompa di calore elettrica vengono automaticamente scartati (1.2, 2.3). Cosa diversa riguarda il cogeneratore; infatti, per lo scenario 1.2 in cui l'inseguimento minimo è fino al 12%, il prezzo di vendita dell'energia elettrica è di 50 €/MWh e il prezzo del gas è di 35 €/MWh, il SPB varia da un minimo di 59,2 anni per  $\eta_{is,DP} = 72\%$  ad un massimo di 61,1 anni per  $\eta_{is,DP} = 50\%$ . Nel caso in cui i prezzi di energia elettrica e di gas fossero quelli degli scenari 2, ovvero quelli aggiornati a giungo-luglio 2022 post crisi energetica (prezzo energia elettrica 250 €/MWh e prezzo gas 100 €/MWh), la soluzione migliore è quella che vede il CHP in inseguimento termico fino al 20% del carico, sotto al cui valore si spegne ed interviene il Boiler, qualora sia necessario, sulla linea ex post di turboespansione.

Ai prezzi odierni<sup>12</sup> dell'energia elettrica (700 €/MWh) e di gas naturale (250 €/MWh), ipotizzando di realizzare l'impianto proposto nello scenario 2.2 (CHP in inseguimento dal 20% al 100% e TE avente un rendimento di espansione al punto di progetto del 72%), il MOL è di 1,94 M€/yr e il SPB è di 1,99 anni.

<sup>12 01/09/22</sup> 

## 8 Conclusioni

Nell'ambito dell'impiego industriale dell'energia e più in particolare nella filiera del gas naturale in Italia è possibile delineare un ramo in cui si possono studiare notevoli soluzioni efficienziali per il risparmio energetico negli impianti termici e nei generatori di vapore e di calore. Tali soluzioni si possono classificare in tre macrocategorie:

- Produzione
- Distribuzione
- Utilizzi finali e di processo

È altresì fondamentale, al fine di ottenere un risparmio energetico ed economico commisurato ai costi di realizzazione e di mantenimento dell'impianto, individuare i punti nei quali possono essere localizzate le perdite principali, ad esempio nel boiler, nella valvola di taratura della pressione di distribuzione del metano, in un processo industriale particolare o in un componente specifico dell'impianto.

Dal lato della produzione, i sistemi per il recupero energetico possono essere: la turboespansione del metano, la regolazione della combustione, l'utilizzo di caldaie a condensazione in sostituzione di quelle tradizionali, il recupero di calore dai fumi di scarto, gli assetti di centrale, l'utilizzo appropriato dei servizi ausiliari come le pompe di circolazione dell'acqua, la cogenerazione ad alto rendimento e il recupero di calore dagli spurghi (blowdown) di caldaia.

Dal lato della distribuzione, i sistemi di recupero energetico si possono suddividere in: coibentazione delle tubazioni nelle quali scorre fluito termovettore caldo, freddo, surriscaldato o refrigerato, l'utilizzo di scaricatori di condensa nelle tubazioni che distribuiscono il vapore in condizione di saturazione, l'utilizzo di espansori e la decentralizzazione della produzione di potenza.

Per quel che riguarda gli usi finali giocano un ruolo di primario ordine la coibentazione e il ritorno delle condense.

In questo lavoro di Tesi ci si è occupati del recupero energetico dall'espansione del metano in una cabina di riduzione della pressione situata a San Carlo Canavese (TO). La riduzione della pressione è eseguita normalmente attraverso una valvola statica (laminazione isoentalpica) la quale riduce la pressione fino al valore richiesto dall'utenza finale. Tale trasformazione è fortemente inefficiente in quanto viene sprecata tutta l'energia di pressione del metano, altresì chiamata exergia fisica di pressione, dalla sezione di ingresso ad alta pressione (di proprietà Snam) alla sezione di uscita nella rete gas a 12 barg (di competenza Italgas Reti). Una soluzione a tale problema è l'installazione di un turboespansore radiale e un sistema di preriscaldamento del gas in parallelo alla linea ex-ante di laminazione. L'espansione del gas in turbina è una trasformazione circa isoentropica (trascurando il rendimento di espansione); pertanto, la riduzione della temperatura del gas tra monte e valle è maggiore rispetto alla laminazione statica, a parità di salto di pressione, a causa dell'effetto Joule-Thompson. Di conseguenza, il preriscaldamento del gas deve essere maggiore (nel range 60-80°C) al fine di garantire la temperatura minima consentita dalla normativa italiana nella sezione di uscita, pari a c.a. 5°C.

La Committente, Italgas Reti, prevede di aumentare l'efficienza complessiva dei siti IPRM, dove il gas è riscaldato e poi fatto espandere in valvola per la distribuzione agli utenti. Attualmente la stazione di riduzione esistente prevede il preriscaldo del gas (fino a c.a. 20°C) prima della espansione in valvola attraverso l'utilizzo di acqua calda prodotta dalla centrale termica con caldaie tradizionali. Il seguente lavoro di Tesi mira alla redazione di una progettazione definitiva riguardante il confronto energetico ed economico di due diverse tecnologie impiantistiche scelte come possibile sistema per il preriscaldamento prima della turboespansione.

I layout impiantistici analizzati sono due: il primo prevede l'accoppiamento di un cogeneratore di tipo motore a combustione interna al turboespansore, mentre la seconda vede l'accoppiamento di una pompa di calore elettrica condensata ad aria con il turboespansione.

Non avendo nozioni circa le caratteristiche tecniche del turboespansore si è condotta una ricerca bibliografica attraverso la quale è stato possibile delineare la curva di performance adimensionalizzata della turbina in condizioni di progetto e di fuori progetto, come è possibile osservare in figura 54 [33]. Attraverso una riunione avvenuta con la Committente è stato possibile definire il rendimento di espansione al punto di progetto del TE, pari al 72% per una macchina in grado di generare una potenza meccanica dell'ordine di grandezza dei 300 kW. Le simulazioni sono state condotte imponendo una portata massima espandibile pari alla portata media annuale, secondo indicazioni Italgas Reti, mentre la portata minima turbinabile è stata scelta pari al 20% della portata di design.

Dal punto di vista energetico l'assorbimento elettrico della pompa di calore elettrica, nel primo scenario, è fortemente influenzato dalla stagionalità e dunque dalla temperatura esterna. Il posizionamento della cabina PRS oggetto di studio in una zona climatica E fa sì che il COP della macchina sia mediamente intorno al valore 2,5. In questo primo layout, la produzione elettrica lorda del TE deve essere decurtato nella quota parte di energia assorbita dalla pompa di calore.

Il secondo scenario invece prevede un cogeneratore di tipo MCI come sistema di preriscaldamento. Dunque, in questo caso, l'energia elettrica è somma di due contributi: l'energia elettrica data dall'espansione in turbina e l'energia elettrica data dalla produzione combinata di calore ed elettricità.

Dal punto di vista dei costi, bisogna prendere in considerazione il costo capitale di realizzazione dell'impianto ex-post, i costi operativi e di manutenzione, e i costi del combustibile che Italgas deve pagare a Snam per il prelievo di GN di alimentazione delle caldaie e del CHP (nel secondo layout).

Così come evidenziato da più parti, lo stato di instabilità perpetua dei mercati si fa sempre più concreto e caratterizzerà l'orizzonte dei prossimi anni: questo aspetto influenza non poco la parte economica e di fattibilità dell'impianto. Ecco, quindi, che la politica energetica assume oggi un significato ancor più allargato, toccando politica interna, estera, climatica e di sicurezza. Non a caso, sono stati considerati gli andamenti del PUN sul sito del GME, per quel che riguarda il prezzo di vendita dell'energia elettrica in rete e il prezzo di acquisto del GN sul medesimo sito, per le utenze di tipo industriale.

A tal fine, è stata condotta un'analisi di sensitività nella quale sono stati fatti variare:

- Rendimento isoentropico di espansione in turbina al punto di progetto
- Prezzo di vendita dell'energia elettrica
- Prezzo di acquisto del gas naturale

È stato fatto variare il rendimento isoentropico in turbina al punto di progetto del turboespansore, ipotizzando tre scenari possibili (rendimento di design 72%-60%-50%), la cui curva di rendimento in tutti i casi segue l'andamento in figura 54, in tal modo è stato possibile verificare come il tale parametro influenzi il MOL in maniera non così ingente.

A seguito delle notevoli fluttuazioni degli ultimi mesi (da c.a. ottobre 2021) e a causa degli aumenti registrati del prezzo dell'energia elettrica e del gas, sono stati delineati due scenari possibili: pre-crisi energetica e post crisi energetica. Lo scenario precrisi ha delineato un PUN di 50 €/MWh e un prezzo di acquisto del gas di 35 €/MWh; mentre lo scenario post crisi ha delineate un PUN di 250 €/MWh e un prezzo di acquisto del gas di 100 €/MWh. Ai prezzi odierni<sup>13</sup> dell'energia elettrica (700 €/MWh) e di gas naturale (250 €/MWh), la profittabilità economica dell'impianto è massima, in quanto l'impianto non preleva energia elettrica per l'autoconsumo, bensì la cede in rete al Prezzo Unico Nazionale.

Tuttavia, la bassa produzione elettrica annuale nel layout PDC-TE (c.a. 600 MWh/yr) unito agli elevati costi di O&M (49 k€/yr) e dell'esoso costo di realizzazione (€ 3,6M) esclude in automatico la configurazione con la PDC come ipoteticamente realizzabile, in quanto il tempo di ritorno semplice

<sup>13 01/09/22</sup> 

dell'investimento è di circa 60 anni per lo scenario "post crisi energetica" e di circa 150 anni per lo scenario "pre crisi energetica".

Nella configurazione con il cogeneratore, sono state condotte diverse simulazioni, in quanto tale layout risulta più favorevole in virtù della quantità di energia elettrica prodotta: CHP in inseguimento dal carico 50% al 100%, CHP in inseguimento nel range 0%-100% e CHP in inseguimento nel range 20%-100%.

Nella sezione 7.2 si è dimostrato come lo scenario in cui il CHP fosse acceso nel range 20%-100% (SPB = 5,8 anni per  $\eta_{is,DP} = 72\%$ , SPB = 6,3 anni per  $\eta_{is,DP} = 60\%$  e SPB = 6,7 anni per  $\eta_{is,DP} = 50\%$ ) sia il miglior compromesso tra produzione di energia elettrica e costi del combustibile di alimentazione dello stesso, rispetto allo scenario "CHP 0-100%" (SPB = 6,3 anni per  $\eta_{is,DP} = 72\%$ , SPB = 7,1 anni per  $\eta_{is,DP} = 60\%$  e SPB = 7,8 anni per  $\eta_{is,DP} = 50\%$ ). Ovviamente, lo scenario in cui il CHP è spento sotto il 50% del carico non è economicamente realizzabile a causa delle basse ore annue di funzionamento dell'impianto.

A questo punto è stato possibile confrontare tutti gli scenari possibili, come è possibile osservare nel capitolo 7.2.3. Il rendimento di espansione al punto di progetto del TE è un parametro di poca influenza per quel che concerne il tempo di ritorno semplice dell'investimento (SPB): non a caso, si ha una variazione di circa sei mesi del tempo di ritorno dell'investimento tra il caso  $\eta_{is,DP} = 72\%$  e il caso  $\eta_{is,DP} = 60\%$ , e tra il caso  $\eta_{is,DP} = 60\%$  e il caso  $\eta_{is,DP} = 50\%$ . I parametri di maggiore entità per il SPB e il MOL dell'impianto ex-post sono il prezzo di vendita dell'energia elettrica, il prezzo di acquisto del GN, i TEE generati dalla produzione combinata e la portata in ingresso all'impianto.

Il settore energetico è un settore fortemente policy driven; pertanto, il valore di acquisto e/o vendita dell'energia elettrica e del gas è figlio di molteplici fattori come l'andamento del BRENT in borsa, le scelte politiche estere e interne e, nondimeno, gli scenari geopolitiche internazionali (p.e. crisi finanziare o guerre).

Il principale fattore che influisce negativamente sull'economia dell'applicazione del turboespansore, oltre che ai costi legati al consumo di GN in caldaia e/o al cogeneratore, è la stagionalità dei consumi di gas naturale (minimi estivi e picchi invernali). Quando il flusso di gas si discosta in modo significativo dal flusso di gas nominale espandibile, al quale l'efficienza operativa dell'espansore è massima, la produzione di elettricità diminuisce drasticamente a causa della diminuzione dell'efficienza dello stesso. Ciò influisce negativamente sull'efficienza economica, allungando così il periodo di ammortamento degli investimenti e riducendo i flussi di cassa.

Riassumendo, in questo lavoro si sono analizzati, sotto il punto di vista energetico ed economico, alcuni scenari in cui è possibile recuperare energia elettrica dall'espansione del metano, oggigiorno effettuato mediante laminazione statica. L'impianto più redditizio, dal punto di vista sia energetico che economico tra quelli analizzati, riguarda l'installazione di un turboespansore radiale di taglia pari a 300 kW e un cogeneratore di tipo MCI di tagia di 500 kWe, entrambi installati in parallelo all'odierno sistema di riduzione della pressione. In generale, i punti di forza della cogenerazione sono la capacità di sfruttare meno energia primaria a parità di effetto utile ottenuto rispetto alla produzione separata di energia elettrica e termica, la riduzione delle perdite per trasmissione di energia elettrica sulla rete e la minore dipendenza dagli impianti di produzione di energia elettrica. I punti critici sono invece rappresentati dall'aumento delle emissioni nei pressi dei centri dove si hanno impianti cogenerativi e della necessaria contemporaneità della richiesta di energia elettrica e termica. Pertanto, il principale fattore che rende l'applicazione della turboespansione cogenerativa una soluzione tecnologica poco scalabile dal punto di vista industriale è la stagionalità della portata e della richiesta di gas naturale che transita in cabine. In teoria, più la taglia della cabina RE.MI. è elevata, e meno l'effetto della stagionalità tra la portata di gas del periodo invernale rispetto a quello estivo è importante. Una soluzione al problema sarebbe possibile se la rete di distribuzione operasse in un sistema ad anello. In questo caso, in estate, il flusso del gas potrebbe essere regolato e indirizzato alle stazioni PRS provviste di un espansore installato. In questo modo sarebbe possibile evitare la riduzione del flusso di gas al PRS nei mesi estivi e si farebbe lavorare

l'impianto il più possibile con una portata pressoché costante durante tutto l'anno. La mancanza di irregolarità stagionali influirebbe positivamente sulla quantità di produzione di energia elettrica e quindi si migliorerebbe l'efficienza economica dell'applicazione.

È evidente che questo campo rappresenta un'area di ricerca attiva in cui un'ampia gamma di possibili soluzioni di recupero energetico possono essere applicate alle cabine di decompressione del metano. Tuttavia, le applicazioni reali sono ancora limitate nonostante le politiche più severe per il risparmio energetico adottate di recente in diversi Paesi.

## 9 Bibliografia

- M. Badami, F. Camillieri, A. Portoraro, and E. Vigliani, "Energetic and economic assessment of cogeneration plants: A comparative design and experimental condition study," *Energy*, vol. 71, pp. 255–262, 2014, doi: 10.1016/j.energy.2014.04.063.
- [2] M. Badami, S. Modica, and A. Portoraro, "A biofuel-based cogeneration plant in a natural gas expansion system: An energetic and economic assessment," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 118, pp. 52–61, 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.02.062.
- [3] L. A. Parigi, "L'Accordo di Parigi (Traduzione non ufficiale)", [Online]. Available: http://www.minambiente.it/sites/default/files/archivio/allegati/cop21/ACCORDO DI PARIGI Traduzione non ufficiale.pdf
- [4] British Petroleum, "Statistical Review of World Energy 2021," *BP Energy Outlook 2021*, vol. 70, pp. 8–20, 2021.
- [5] F. Safety, "European parliament," *Representation*, vol. 12, no. 47, p. 13, 1972, doi: 10.1080/00344897208656356.
- [6] L. Pérez-Lombard, J. Ortiz, and C. Pout, "A review on buildings energy consumption information," *Energy Build.*, vol. 40, no. 3, pp. 394–398, 2008, doi: 10.1016/j.enbuild.2007.03.007.
- [7] H. Bulkeley and M. M. Betsill, "Revisiting the urban politics of climate change," *Env. Polit.*, vol. 22, no. 1, pp. 136–154, 2013, doi: 10.1080/09644016.2013.755797.
- [8] A. Piebalgs, "Green paper: A European strategy for sustainable, competitive and secure energy," *CESifo Forum*, vol. 7, no. 2, pp. 8–20, 2006.
- [9] European Commission, "Roadmap for Moving to A Low-Carbon Economy in 2050," 2017, [Online]. Available: https://www.itjuzi.com/
- [10] A. L. Consiglio, A. L. Comitato, and E. E. Sociale, "Pronti per il 55 %': realizzare l'obiettivo climatico dell'UE per il 2030 lungo il cammino verso la neutralità climatica," 2021.
- [11] M. A. Neseli, O. Ozgener, and L. Ozgener, "Energy and exergy analysis of electricity generation from natural gas pressure reducing stations," *Energy Convers. Manag.*, vol. 93, pp. 109–120, 2015, doi: 10.1016/j.enconman.2015.01.011.
- [12] D. U. Europea, "Gazzetta ufficiale dell'Unione europea," no. 9, pp. 57–78, 2003.
- [13] N. H. Afgan, M. G. Carvalho, P. A. Pilavachi, and N. Martins, "Evaluation of natural gas supply options for south east and central Europe. Part 1: Indicator definitions and single indicator analysis," *Energy Convers. Manag.*, vol. 48, no. 9, pp. 2517–2524, 2007, doi: 10.1016/j.enconman.2007.03.022.
- [14] S. Wu, R. Z. Ríos-Mercado, E. A. Boyd, and L. R. Scott, "Model relaxations for the fuel cost minimization of steady-state gas pipeline networks," *Math. Comput. Model.*, vol. 31, no. 2–3, pp. 197–220, 2000, doi: 10.1016/S0895-7177(99)00232-0.
- [15] E. Querol, B. Gonzalez-Regueral, J. García-Torrent, and A. Ramos, "Available power generation cycles to be coupled with the liquid natural gas (LNG) vaporization process in a Spanish LNG terminal," *Appl. Energy*, vol. 88, no. 7, pp. 2382–2390, 2011, doi: 10.1016/j.apenergy.2011.01.023.
- [16] M. S. Khan, M. A. Qyyum, W. Ali, A. Wazwaz, K. B. Ansari, and M. Lee, "Energy saving through efficient BOG prediction and impact of static boil-off-rate in full containment-type LNG storage tank," *Energies*, vol. 13, no. 21, 2020, doi: 10.3390/en13215578.
- [17] S. Kumar et al., "LNG: An eco-friendly cryogenic fuel for sustainable development," Appl.

Energy, vol. 88, no. 12, pp. 4264–4273, 2011, doi: 10.1016/j.apenergy.2011.06.035.

- [18] R. El Golli *et al.*, "Modelling of a pressure regulator To cite this version : HAL Id : hal-01845776," vol. 84, no. 4, pp. 234–243, 2018.
- [19] W. Kostowski, "The possibility of energy generation within the conventional natural gas transport system," *Strojarstvo*, vol. 52, no. 4, pp. 429–440, 2010.
- [20] "UNI916700.2009.pdf."
- [21] Snam, "Normativa Generale Impianti di Regolazione e Misura".
- [22] M. Farzaneh-Gord, S. Izadi, M. Deymi-Dashtebayaz, S. I. Pishbin, and H. Sheikhani, "Optimizing natural gas reciprocating expansion engines for Town Border pressure reduction stations based on AGA8 equation of state," *J. Nat. Gas Sci. Eng.*, vol. 26, pp. 6–17, 2015, doi: 10.1016/j.jngse.2015.05.025.
- [23] S. Sanaye and A. Mohammadi Nasab, "Modeling and optimizing a CHP system for natural gas pressure reduction plant," *Energy*, vol. 40, no. 1, pp. 358–369, 2012, doi: 10.1016/j.energy.2012.01.060.
- [24] W. J. Kostowski, S. Usón, W. Stanek, and P. Bargiel, "Thermoecological cost of electricity production in the natural gas pressure reduction process," vol. 76, pp. 10–18, 2014, doi: 10.1016/j.energy.2014.01.045.
- [25] W. J. Kostowski and S. Usón, "Thermoeconomic assessment of a natural gas expansion system integrated with a co-generation unit," *Appl. Energy*, vol. 101, pp. 58–66, 2013, doi: 10.1016/j.apenergy.2012.04.002.
- [26] S. Yao, Y. Zhang, and X. Yu, "Thermo-economic analysis of a novel power generation system integrating a natural gas expansion plant with a geothermal ORC in Tianjin, China," *Energy*, vol. 164, pp. 602–614, 2018, doi: 10.1016/j.energy.2018.09.042.
- [27] A. Arabkoohsar, M. Farzaneh-Gord, M. Deymi-Dashtebayaz, L. Machado, and R. N. N. Koury, "A new design for natural gas pressure reduction points by employing aturbo expander and a solar heating set," *Renew. Energy*, vol. 81, pp. 239–250, 2015, doi: 10.1016/j.renene.2015.03.043.
- [28] G. D. Networks, "Thermodynamic and Economic Feasibility of Energy," *Energies*, vol. 13, p. 4453, 2020.
- [29] M. Farzaneh-Gord, A. Arabkoohsar, M. Deymi Dasht-bayaz, L. Machado, and R. N. N. Koury, "Energy and exergy analysis of natural gas pressure reduction points equipped with solar heat and controllable heaters," *Renew. Energy*, vol. 72, pp. 258–270, 2014, doi: 10.1016/j.renene.2014.07.019.
- [30] D. Borelli, F. Devia, E. Lo Cascio, and C. Schenone, "Energy recovery from natural gas pressure reduction stations: Integration with low temperature heat sources," *Energy Convers. Manag.*, vol. 159, no. November 2017, pp. 274–283, 2018, doi: 10.1016/j.enconman.2017.12.084.
- [31] R. Ghanaee and A. Akbari Foroud, "Enhanced structure and optimal capacity sizing method for turbo-expander based microgrid with simultaneous recovery of cooling and electrical energy," *Energy*, vol. 170, pp. 284–304, 2019, doi: 10.1016/j.energy.2018.12.163.
- [32] J. D. Maddaloni and A. M. Rowe, "Natural gas exergy recovery powering distributed hydrogen production," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 32, no. 5, pp. 557–566, 2007, doi: 10.1016/j.ijhydene.2006.06.039.
- [33] G. Barone, A. Buonomano, F. Calise, and A. Palombo, "Natural gas turbo-expander systems: A dynamic simulation model for energy and economic analyses," *Therm. Sci.*, vol. 22, no. 5, pp. 2215–2233, 2018, doi: 10.2298/TSCI180109276B.

- [34] G. Barone, A. Buonomano, F. Calise, C. Forzano, and A. Palombo, "Energy recovery through natural gas turboexpander and solar collectors: Modelling and thermoeconomic optimization," *Energy*, vol. 183, pp. 1211–1232, 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.06.171.
- [35] D. I. C. Con, "Nuova individuazione degli obiettivi quantitativi per l'incremento dell' efficienza energetica negli usi finali di energia, ai sensi dell'art.," pp. 1–16, 2004.
- [36] D. I. C. Con, "Nuova individuazione degli obiettivi quantitativi nazionali di risparmio energetico e sviluppo delle fonti rinnovabili , di cui all ' art . 16 , comma 4 ," pp. 1–15, 2004.
- [37] Ministro dello Sviluppo Economico, "Decreto 11 gennaio 2017 Determinazione degli obiettivi quantitativi nazionali di risparmio energetico che devono essere perseguiti dalle imprese di distribuzione dell'energia elettrica e il gas per gli anni dal 2017 al 2020," pp. 1–6, 2017.
- [38] M. dello S. Economico, "Il Ministro dello Sviluppo Economico di concerto Il Ministro dell'Ambiente e della Tutela del Territorio e del Mare," vol. 79, pp. 1–26, 2017, [Online]. Available: https://www.mise.gov.it/images/stories/normativa/DM-Certificati-Bianchi 2017.pdf
- [39] Parlamento Europeo, "Direttiva 2004/8/CE del Parlamento Europeo e del consiglio dell' 11 febbraio 2004," vol. 2003, p. L 52/50-60, 2004.
- [40] "Decreto del Ministro dello Sviluppo Economico."
- [41] S. Martínez-Lera and J. Ballester, "A novel method for the design of CHCP (combined heat, cooling and power) systems for buildings," *Energy*, vol. 35, no. 7, pp. 2972–2984, 2010, doi: 10.1016/j.energy.2010.03.032.
- [42] L. A. Commissione and D. Comunit, "Commission Decision of 21 December 2006 establishing harmonized effi- ciency reference values for separate production of electricity and heat in application of Directive 2004/8/EC of the European parliament and of the council.," 2007.
- [43] C. Del, C. Termico, D. I. Progetto, and P. Da, "ALLEGATO NAZIONALE A (normativo) page 1 prEN 12831 – 2000-08 E," 2002.

Bibliografia